

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

**ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE
INGENIEROS INDUSTRIALES**



**RECUPERACIÓN Y REVALORIZACIÓN DEL CALOR
RESIDUAL DE UN MOTOR ALTERNATIVO PARA
PRODUCCIÓN DE FRÍO.**

Departamento de ingeniería térmica y de fluidos

ALUMNA: Isabel Leiro Gómez

TUTOR: Marcelo Izquierdo Millán

Leganés, Julio 2014



RESUMEN

El presente proyecto parte de la creciente preocupación por el medio ambiente y por el uso responsable de la energía. En el marco actual, donde la demanda de energía a nivel mundial se ha incrementado rápidamente en los últimos años, se hace necesario aumentar el aprovechamiento de la energía producida.

Los motores térmicos son unas de las unidades de generación de energía más utilizadas. En su proceso de combustión, los gases de escape se llevan consigo alrededor de un tercio de la energía de entrada. Esta energía disponible en la corriente de salida puede ser reutilizada todavía para algún objetivo útil, lo que hace necesario la investigación y desarrollo de técnicas para la recuperación del calor residual.

Orientado en esta dirección se desarrolla este trabajo, donde el sistema de recuperación de calor consistente en un intercambiador de calor de tubos y carcasa se ha diseñado para la recuperación de calor residual del escape de un motor alternativo de combustión interna de 60 kW térmicos y su aplicación en la producción de frío de una máquina de absorción de doble efecto condensada por aire. Los gases de escape del motor alternativo con una temperatura media de 450 °C constituyen el primer fluido de trabajo del intercambiador, que va a circular por el interior de los tubos. El agua, el segundo fluido de trabajo en el lado exterior de los tubos, se utiliza como fluido de transferencia de calor para extraer el calor de los gases de escape, y posteriormente alimentar el generador de la máquina de absorción a una temperatura de servicio de 175 °C.

Para realizar el diseño se analizaron varias propuestas y configuraciones eligiendo la más eficiente a través del método generalizado de cálculo basado en los parámetros medios de los fluidos de trabajo, consistente en un intercambiador de calor de tubos y carcasa, constituido por tres (3) tubos con un diámetro interno de 5 cm.

Una vez seleccionada la propuesta óptima, se implementaron los cálculos de transferencia de calor dentro de un proceso iterativo desarrollado con el programa comercial MathCad, comprobando y discutiendo la configuración seleccionada.

El siguiente paso, una vez definido el intercambiador de calor, se centró en la selección y cálculo del espesor de aislamiento para la instalación. Estos cálculos también se integraron dentro del programa informático, obteniéndose un espesor necesario de lana de roca de 20 mm para el aislamiento del equipo.

Luego de realizar la investigación y selección del equipo de recuperación, se analizó la viabilidad económica del sistema desarrollado, así como los beneficios aportados desde un punto de vista energético y medioambiental frente a la producción de la energía recuperada a través de tecnologías convencionales. Los resultados obtenidos arrojaron importantes ahorros energéticos de más de 200 MWh, reducciones de emisiones de CO₂ de entre 42.000 y 53.500 kg y un ahorro económico de entre 5.400 y 25.000€ dependiendo de la tecnología comparada.

ÍNDICE

| | |
|--|------------|
| CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN | 5 |
| 1.1 CONCEPTOS GENERALES Y ANTECEDENTES | 5 |
| 1.2 RECUPERACIÓN DE LA ENERGÍA | 7 |
| CAPÍTULO 2. ESTADO DEL ARTE | 10 |
| CAPÍTULO 3. OBJETIVOS | 14 |
| 3.1 OBJETIVOS GENERALES | 14 |
| 3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS DEL DISEÑO | 14 |
| CAPÍTULO 4. DEFINICIÓN DEL MARCO ESPECÍFICO DE TRABAJO: SISTEMA ENERGÉTICO INTEGRADO | 15 |
| 4.1 MOTORES ALTERNATIVOS DE COMBUSTIÓN INTERNA (MACI) | 15 |
| 4.2 SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN | 19 |
| CAPÍTULO 5. REQUERIMIENTOS Y CONSIDERACIONES DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR | 21 |
| 5.1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA | 21 |
| 5.2 DATOS DE PARTIDA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR | 21 |
| 5.3 SELECCIÓN DE LA CONFIGURACIÓN DE FLUJO DEL INTERCAMBIADOR | 25 |
| 5.4 CONSIDERACIONES DEL MECANISMO DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL INTERCAMBIADOR DE CALOR | 27 |
| CAPÍTULO 6. APROXIMACIÓN DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR | 29 |
| 6.1 CONSIDERACIONES PREVIAS AL CÁLCULO | 29 |
| 6.2 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA | 29 |
| 6.3 MÉTODO DE SOLUCIÓN | 42 |
| 6.4 CÁLCULO DE UN INTERCAMBIADOR MONOTUBULAR | 46 |
| 6.5 CÁLCULO DE UN INTERCAMBIADOR CONSTITUIDO POR TRES (3) TUBOS | 64 |
| CAPÍTULO 7. CÁLCULO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR | 84 |
| 7.1 CÁLCULO TÉRMICO | 85 |
| 7.2 CÁLCULO MECÁNICO | 96 |
| 7.3 RESULTADOS Y ANÁLISIS | 97 |
| CAPÍTULO 8. CÁLCULO DEL ESPESOR DE AISLAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR | 109 |
| 8.1 SELECCIÓN DEL MATERIAL DE AISLAMIENTO | 109 |
| 8.2 CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS DE CALOR EN FUNCIÓN DEL ESPESOR DE AISLAMIENTO | 109 |
| 8.3 ESPESOR ÓPTIMO ECONÓMICO DE AISLAMIENTO | 133 |
| CAPÍTULO 9. DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR | 141 |
| 9.1 VALORACIÓN DEL AUMENTO DE PÉRDIDA DE CARGA DE LOS GASES DE ESCAPE | 144 |
| 9.2 CONFIGURACIÓN DEL DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR | 146 |
| 9.3 PLANOS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR | 147 |
| CAPÍTULO 10. ESTUDIO DE LA VIABILIDAD DEL SISTEMA. VALORACIÓN DE LOS BENEFICIOS APORTADOS | 149 |
| 10.1 AHORRO ENERGÉTICO | 150 |
| 10.2 REDUCCIÓN DEL IMPACTO AMBIENTAL | 153 |
| 10.3 AHORRO ECONÓMICO. AMORTIZACIÓN | 159 |



| | | |
|---------------------|-------------------------------|------------|
| CAPÍTULO 11. | CONCLUSIONES | 173 |
| CAPÍTULO 12. | TRABAJOS FUTUROS | 175 |
| CAPÍTULO 13. | ANEXOS | 176 |
| CAPÍTULO 14. | FIGURAS | 181 |
| CAPÍTULO 15. | TABLAS | 182 |
| CAPÍTULO 16. | REFERENCIAS | 183 |
| 16.1 | BIBLIOGRAFÍA..... | 183 |
| 16.2 | ENLACES WEB..... | 184 |

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

La creciente demanda energética mundial, junto con la concienciación paulatina de que el consumo de combustibles fósiles debe moderarse, ha llevado a una constante búsqueda de soluciones para disminuir el consumo de los mismos, así como a potenciar las tecnologías basadas en energías renovables.

Este hecho se suma a la creciente preocupación por el medio ambiente que ha impulsado aún más las investigaciones energéticas para intentar reducir las emisiones de dióxido de carbono, CO_2 .

Por todo ello, el enfoque antiguo de utilizar cualquier cantidad de recursos para llevar a cabo una actividad ya no es viable, ni aceptable y las investigaciones, hace tiempo que, se centran en encontrar nuevas formas de mejorar el aprovechamiento energético.

En definitiva se trata de encontrar una forma de desarrollo sostenible para el hombre.

1.1 Conceptos generales y antecedentes

A lo largo de la historia, el desarrollo de la humanidad se ha relacionado siempre de manera directa con el consumo de energía. El hombre primitivo empleaba energía únicamente para sus necesidades básicas: desplazarse, cazar, comer, calentarse. A medida que las necesidades del hombre fueron aumentando, el consumo energético también aumentó.

En la Figura 1, se muestra la evolución de las necesidades energéticas del hombre. Se puede observar que en el último siglo el aumento ha sido exponencial, teniéndose que, si el hombre industrial requería aproximadamente 77.000 calorías para vivir, el hombre moderno requiere unas 230.000 calorías. [1] (Janna et al., 2007)

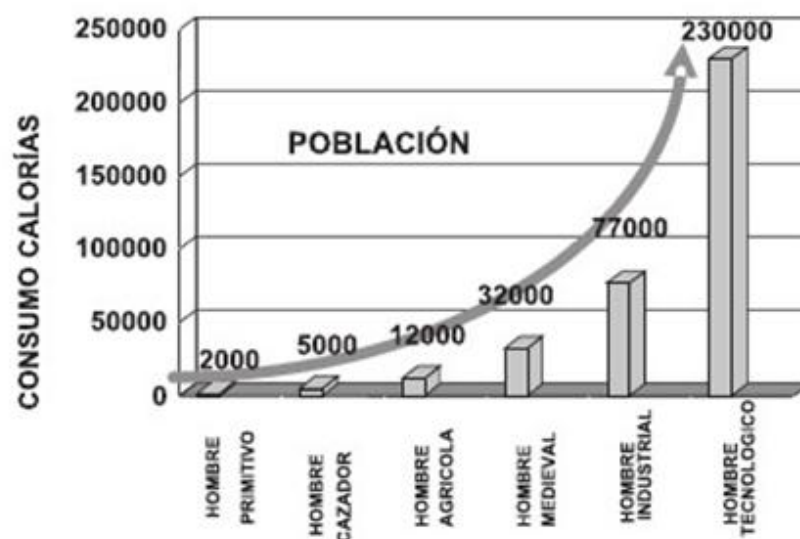


Figura 1. Necesidades energéticas del hombre.

Las necesidades actuales de energía del hombre, no son tan básicas como lo eran para el hombre primitivo. El hombre moderno requiere no sólo la energía vital, sino que además, requiere la energía para su comodidad, y para la fabricación y el uso de productos. Por ello, y debido a que la principal fuente de energía que se viene utilizando desde la revolución industrial son los combustibles fósiles, es fundamental que los procesos actuales de consumo energético sean más eficientes, de manera que se garantice la continuidad del recurso y no se deteriore más el ambiente que lo circunda. Para ello se deben tener en cuenta dos conceptos primordiales en estos procesos: El uso de las energías renovables y la eficiencia energética de los procesos actuales, con el fin de garantizar los requerimientos ambientales y de continuidad mencionados.

En la actualidad, los programas de uso eficiente de energía tienen en cuenta nuevas tecnologías que permiten una óptima generación de la misma, y la recuperación de calores de desecho.

A modo de resumen, la mejora de la eficiencia energética se está logrando usando sistemas de generación de alta eficiencia, tales como la cogeneración, implementando energías alternativas de bajo costo de operación, recuperando calores de desecho mediante el uso de nuevas tecnologías y evitando pérdidas de calor por malos aislamientos. Estas alternativas permiten que el crecimiento del consumo energético en el mundo, actualmente con comportamiento exponencial pronunciado, pueda cambiar su pendiente y se logre un crecimiento sostenible de la demanda de los recursos energéticos naturales, en armonía con el ambiente.

1.2 Recuperación de la energía

En el escenario energético actual, una de las mayores preocupaciones que existe es la mejora de la eficiencia de las tecnologías energéticas existentes.

La recuperación de calor en los procesos energéticos va encaminada en este sentido y es una alternativa que cada vez toma más fuerza a nivel mundial. Es requerimiento para la competitividad de la industria nacional, sobre todo con miras a enfrentarse a un mercado globalizado, de manera que permita disminuir los costos de producción, además de ayudar a preservar el ambiente, pues estos sistemas de ahorro de energía proporcionan de manera indirecta, una disminución de emisiones de CO_2 .

Se ha mostrado por medio de estudios, que buena parte de la energía desechada en los procesos industriales, aproximadamente de un 40 a un 60%, puede ser recuperada. En este sentido se enmarcan las tecnologías que posibilitan la recuperación de energía, lo cual se puede interpretar también como una “nueva energía” que se encuentra disponible en una gran cantidad de los procesos industriales.

1.2.1 El potencial de ahorro económico del calor residual

La recuperación de calor es el nombre general con el cual se denominan todos aquellos procesos auxiliares, en los cuales se reutiliza la energía térmica que en los procesos de producción frecuentemente se emite al medio ambiente en forma de calor residual sin que se aproveche.

Por medio de procesos de recuperación de calor, este calor residual se puede emplear de forma razonable. De esta manera el calor residual ofrece un gran potencial de ahorro energético. Los flujos de aire de salida o de gases de escape se pueden utilizar, por ejemplo, a través de tecnologías de recuperación para el precalentamiento del aire ambiente o de combustión. De esta manera, y con una combinación inteligente de procesos, es posible reducir el consumo energético primario necesario.

Las medidas de recuperación del calor conllevan una disminución de los costes energéticos como consecuencia de la disminución del consumo de energía primaria. También reducen los costes de inversión en plantas de generación de calor. Además, se evita la generación de grandes cantidades de gases de efecto invernadero. La recuperación de calor tiene la función de conservar o de renovar de forma sostenible aquellos flujos de energía, que en última instancia, se emiten al medio ambiente al final de ciertos procesos productivos. Evaluado desde este punto de vista, la recuperación de calor tiene las características de la energía regenerativa.

- Ventajas de la recuperación de calor.

Las potencias de conexión para la energía de calefacción y refrigeración, el consumo de energía para calefacción y refrigeración, los costes de inversión y operación, así como las emisiones de sustancias nocivas, se pueden reducir por medio de la utilización de la recuperación de calor. La tecnología de los equipos se puede minimizar, desechando el uso de calderas, máquinas frigoríficas, plantas de refrigeración de retorno, montaje de tubos, chimeneas, etc. Las posibilidades técnicas de la recuperación de calor son extremadamente diversas. El calor de procesos industriales, por ejemplo, se puede transmitir directamente a materiales sólidos, o también a gases o líquidos, por ejemplo, en el precalentamiento de agua o del aire de combustión de hornos o secadores.

- Las posibles fuentes de calor son:

- La utilización de calor de condensación de sistemas de vapor y de calderas.
- La recuperación del calor proveniente de equipos de ventilación y climatización.
- La recuperación de calor en chimeneas.
- La extracción del calor residual de aguas y/o gases de deshecho provenientes de los procesos de combustión.

1.2.2 Recuperación de energía en los motores térmicos

Los motores térmicos son unas de las unidades de generación de energía más utilizadas. En su proceso de combustión se genera dióxido de carbono, CO_2 , principal responsable del efecto invernadero que afecta al planeta. Considerando la protección del medio ambiente así como el contexto de gran incertidumbre sobre las provisiones de energía futura, la atención actual se concentra tanto en la utilización de fuentes de energía sostenibles como en el desarrollo de métodos para reducir los efectos de los procesos de combustión.

Casi dos tercios de la energía de entrada de un motor térmico se "desperdicia" a través de los gases de escape y del agua de refrigeración de estos motores [2] (Pandiyarajan et al., 2011). Es imperativo la puesta en marcha de técnicas de recuperación de calor residual. Tal recuperación de calor residual, en última

instancia, reduciría el consumo energético global y también el impacto sobre el calentamiento global.

El calor residual se genera en un proceso por medio de una combustión o reacción química, tras lo cual es vertido al entorno cuando todavía podría ser reutilizado para algún objetivo útil. Si algo de este calor residual es recuperado, se puede ahorrar una cantidad considerable de combustible primario. La energía perdida con los gases residuales no puede recuperarse por completo. Sin embargo, gran parte del calor podría ser recuperado y las pérdidas minimizadas adoptando ciertas medidas como las presentadas en este proyecto.

Así, bien, en el presente trabajo, el sistema de recuperación de calor consistente en un intercambiador de calor de tubos y carcasa, se ha diseñado para la recuperación de calor residual del escape de un motor térmico alternativo. El agua se utiliza como fluido de transferencia de calor en el lado exterior de los tubos para extraer el calor de los gases de escape, mientras que éstos van a circular por el interior de los tubos del intercambiador.

CAPÍTULO 2. ESTADO DEL ARTE

El rápido crecimiento industrial y económico en los últimos años en algunas de las naciones más densamente pobladas y la mayor concienciación sobre la problemática ambiental existente en el planeta, han provocado que el desarrollo de las técnicas y metodologías para la recuperación de calor en los procesos de combustión esté experimentando un gran auge en la actualidad.

El incremento de la demanda de energía a nivel mundial hace necesario aumentar el aprovechamiento de la energía producida. Uno de los métodos más adecuados es la cogeneración, que trata de aprovechar la energía térmica existente en los gases de escape, que se vierte a la atmósfera como una energía residual, además de la energía mecánica obtenida en el proceso. En este sentido, la energía térmica que se consiga recuperar de los gases de escape no tendrá que ser producida, con el consiguiente ahorro energético.

Aproximadamente, de 30 al 40% del calor generado en los procesos de combustión es convertido en trabajo útil mecánico en los motores de combustión interna contemporáneos [3] (Wojciechowsk et al.,2010). El calor restante se emite al medio ambiente a través de los gases de escape y los sistemas de refrigeración del motor, lo que produce una enorme pérdida de energía, a la vez que una contaminación ambiental grave.

Los gases de escape de un motor de combustión interna se llevan consigo alrededor de un tercio del calor de la combustión. La energía disponible en la corriente de salida de muchos dispositivos de conversión de energía se pierde si no es utilizada correctamente.

Dependiendo del nivel de temperatura de la corriente de los gases de escape y de la propuesta de aplicación, pueden ser empleados diferentes dispositivos de intercambio de calor para facilitar el aprovechamiento del calor de los gases de escape. Cabe destacar que el intercambiador de calor de tubos y carcasa es uno de los equipos industriales de transferencia térmica más ampliamente utilizado.

En los últimos años se han llevado a cabo diversos estudios en este sentido:

Morcos [4] en 1988, estudió el rendimiento de los intercambiadores de carcasa y tubos para la recuperación del calor residual. El servicio del intercambiador de calor, el coeficiente de transferencia de calor global, la efectividad y el factor de fricción lateral del tubo fueron investigadas en función de la geometría de la superficie del tubo (lisa o corrugada), el patrón de flujo en el tubo (en contracorriente o paralelo), el número de Reynolds y la capacidad de la carcasa. En el análisis, utilizó como fluido agua y los gases de escape del motor como

fluido de la carcasa. Las características de transferencia de calor aumentaron con un incremento en el número de Reynolds del lado del tubo y en la tasa de capacidad de calor del lado de la carcasa, para todos los tipos de flujo y geometrías de superficie examinados. En flujo en contracorriente, el intercambiador de calor de carcasa y tubo corrugado, en comparación con el intercambiador con tubo liso, aumentaba la cantidad de calor y el coeficiente global de transferencia de calor en un 80 %, y la eficiencia del intercambiador de calor en un 35 %. Para el flujo paralelo, en el intercambiador de calor de carcasa y tubo corrugado la cantidad de calor, el coeficiente global de transferencia de calor y la eficiencia aumentaron en un 30, 55, y 25 % , respectivamente. Al mismo tiempo, el tubo corrugado incrementaba el factor de fricción de tubo en un 600 % sobre el del tubo liso. La tasa de calor residual recuperado de los gases de escape del motor diesel en contracorriente por el intercambiador de calor de carcasa y tubo corrugado fue igual al 10 % de la potencia máxima de frenado del motor en marcha a 1500 rpm , y el número de Reynolds tubo igual a 8.875.

Desai y Bannur [5] en 2001, estudiaron experimentalmente la extracción del calor residual de los gases de escape de un motor de combustión interna para plantas de proceso continuo. Los autores diseñaron y fabricaron un intercambiador de calor de carcasa y tubos para extraer el calor de los gases de escape de un motor de doble cilindro, según estándares TEMA y ASME.

En 2003, Yang et al. [6], estudiaron la viabilidad de los tubos de calor para la calefacción de un automóvil utilizando el calor de los gases de escape. Un intercambiador de tubos de calor se configuró para calentar un gran autobús. Se llevaron a cabo experimentos simples para examinar el rendimiento del intercambiador de calor. Los resultados experimentales que indicaron las ventajas de la calefacción a través de los gases de escape, mostraron estar en buen acuerdo con los resultados numéricos.

Subramanian et al. [7] en 2004, realizaron un experimento en la recuperación de calor residual del escape de un motor diesel y presentaron las ventajas de un sistema de almacenamiento combinado de calor sensible y latente. Se encontró que alrededor del 15% de la potencia del combustible era almacenada en el sistema de almacenamiento combinado, estando disponible a una temperatura más alta para las aplicaciones adecuadas.

En 2008, Soylemez [8], presentó un análisis de factibilidad termoeconómica a través de una fórmula simple de optimización algebraica, para estimar la longitud óptima de un tubo con aletas usado para la recuperación de calor residual. Se combinó un método de optimización económico simple con un método de balance térmico global integrado basado en la eficiencia de la aleta para calcular el máximo ahorro de un sistema de recuperación de calor residual.

Estudios más recientes siguen aportando nuevas ideas y soluciones para la recuperación de calor de los gases de escape, así:

Lee et al. [9] en 2010 han realizado un estudio experimental sobre los efectos de eficiencia de la combustión secundaria y la reducción de emisiones del sistema de recuperación de calor de gases de combustión de motor. Las pruebas de rendimiento se realizaron para cuatro flujos de agua distintos de 5, 10, 15 y 20 l/min y para cinco salidas diferentes de potencia eléctrica de 3, 5, 7, 9 y 11 kW. Los resultados mostraron que para un caudal de agua de 20 l/min y una generación de potencia de 9 kW, el rendimiento total (eficiencia térmica más eficiencia de generación de energía eléctrica) de este sistema alcanzó un máximo del 94,4 %, suponiendo aproximadamente un 15-20 % más que el del típico sistema de recuperación de calor de escape del motor.

En 2011, Pandiyarajan et al. [2] han analizado un intercambiador de calor de carcasa y tubos aleteados junto con un método de acumulación de energía térmica residual procedente de los gases de escape mediante confinamiento en un tanque del calor sensible y latente del fluido térmico acumulador de energía. El tanque de 20 MJ de capacidad se diseña, fabrica y prueba mediante su integración con un motor diesel de 7,4 kW. La investigación puso de manifiesto que la eficiencia del intercambiador se acerca al 99 % al final del proceso de carga en todas las condiciones de carga. Casi el 10-15% del total de calor (que de otro modo habría desaparecido como residuo) se recupera con este sistema, almacenado en el sistema de almacenamiento combinado, estando disponible a una temperatura razonablemente más alta para las aplicaciones adecuadas. El máximo calor extraído por medio de intercambiador de calor en condiciones de plena carga fue de alrededor de 3,6 kW.

Kumar et al. [10] en 2011, han diseñado un intercambiador de calor incorporando varios módulos termoelectricos para aprovechar el calor residual del motor de un automóvil. El comportamiento de los generadores termoelectricos se estudió bajo distintas configuraciones de funcionamiento del motor. A partir de los resultados simulados se encontró que un intercambiador de calor de forma rectangular cumplía las necesidades requeridas y también satisfacía la restricción de espacio y peso. Un intercambiador de calor rectangular fue fabricado y los módulos termoelectricos se incorporaron en el intercambiador de calor para el análisis de rendimiento. El estudio también reveló que la energía de los gases de escape del motor puede ser aprovechada de manera eficiente y en un futuro próximo los generadores termoelectricos podrían reducir el tamaño del alternador o eliminarlo en los automóviles.

Saidur et al. [11] en 2012, analizan distintas posibilidades para recuperar el calor de escape en motores de automoción, tales como la aplicación de generadores

termoeléctricos, el ciclo de Rankine orgánico, el ciclo de seis tiempos del motor de combustión interna y los nuevos desarrollos en la tecnología del turbocompresor. Además, el estudio se centró en el potencial de ahorro de energía y las actuaciones de esas tecnologías. Los resultados mostraron que al maximizar la energía potencial de los gases de escape, la eficiencia del motor y la potencia neta se puede mejorar. La eficiencia exergética es un concepto que ayuda a mostrar el impacto ambiental por números. Al aumentar la eficiencia exergética, el índice de sostenibilidad aumenta y conduce a una menor producción de contaminantes como NO_x y SO_2 durante la producción de la misma cantidad de energía.

CAPÍTULO 3. OBJETIVOS

3.1 Objetivos generales

- Desarrollo de un sistema que logre recuperar energía calorífica perdida con los gases de escape de un motor térmico alternativo de combustión interna.
- Diseño de un equipo que sea de fácil fabricación, con una concepción práctica, económica y accesible.
- Aumento de la eficiencia de las aplicaciones con motores térmicos dentro de un sistema energético integrado, generando un ahorro de combustible y la consecuente disminución de emisiones de efecto invernadero.

3.2 Objetivos específicos del diseño

- Obtención de las prestaciones y parámetros del recuperador de calor, analizando diferentes configuraciones del mismo, de modo que sea posible seleccionar el escenario más eficiente para las circunstancias del caso particular analizado.
- Diseño y modelización del intercambiador de calor para recuperar calor de los gases de escape del motor térmico.
- Realización de un análisis de viabilidad económica para ponderar los criterios técnicos con los económicos.
- Realización de un análisis de viabilidad a nivel energético calculando el ahorro de energía frente a otras tecnologías convencionales.
- Realización de un análisis medioambiental calculando la reducción de emisiones de dióxido de carbono, CO_2 , frente a otras tecnologías convencionales.

CAPÍTULO 4. DEFINICIÓN DEL MARCO ESPECÍFICO DE TRABAJO: SISTEMA ENERGÉTICO INTEGRADO

En el presente proyecto se pretende diseñar un intercambiador de calor para recuperar el calor residual de los gases de escape de un motor térmico alternativo de combustión interna, para su aplicación a la producción de frío en una máquina de absorción de doble efecto condensada por aire.

El calor recuperado por el intercambiador de calor, en forma de agua caliente presurizada, se utilizará para alimentar el *Generador* de una máquina frigorífica de absorción.

El conjunto resultante será un sistema energético integrado. Es decir, un sistema en el que a partir de una fuente de energía primaria (combustible del motor) se produce simultáneamente energía de elevada calidad y energía de menor calidad pero también útil para otros procesos (calentamiento de agua para aplicación en máquina frigorífica) Se consigue así, la producción simultánea de trabajo y energía térmica útil, empleando equipos convencionales pero integrados funcionalmente para mejorar el rendimiento de conversión de la energía primaria utilizada y reducir el coste y emisiones correspondientes a la producción en equipos independientes. Por tanto, la integración de sistemas supone una utilización más racional de la energía ya que posibilita el óptimo aprovechamiento de la energía contenida en los combustibles, para lo que se explotan las corrientes térmicas que habitualmente se desechan.

Los sistemas integrados se componen de varios subsistemas que se diseñan para trabajar de forma conjunta. En el caso en estudio, los subsistemas a integrar son el motor alternativo, el intercambiador de calor objeto de diseño y la máquina frigorífica de absorción.

Las principales características de los dos subsistemas que se pretenden integrar a través del diseño del intercambiador de calor objeto del presente proyecto se explican a continuación.

4.1 Motores alternativos de combustión interna (MACI)

El origen de los motores térmicos se remonta a 1860 cuando nació, gracias a Lenoir, el primer motor industrial que funciona con explosiones, pero sin compresión previa. Posteriormente, el motor de "compresión previa y ciclo de cuatro tiempos", definido por Beau de Rochas (1862) y realizado por Otto en 1878, provee a la industria de un motor de media potencia, cuyo precio y complicación no son comparables al conjunto generador-máquina de vapor [12] (Muñoz et al., 1989).

En 1893, Rudolph Diesel enunció el principio del motor de "combustión interna y alta compresión previa", sin encendido, el cual debía ser alimentado directamente por un combustible pesado, no fluido y relativamente económico. Con el tiempo y el estudio detallado de los motores, se llegó a la conclusión de que los motores más potentes deben disponer necesariamente de varios cilindros. Es por ello que comienzan a desarrollarse numerosos tipos de motores, cambiando principalmente el tipo de combustible (y por ende su principio de funcionamiento), así como la disposición de los cilindros, con el fin de lograr un máximo de potencia. La mayor demanda social de energía se centra fundamentalmente en energía mecánica y eléctrica que se puede obtener utilizando energía térmica, hidráulica, solar y eólica. La más utilizada es la energía térmica obtenida de los combustibles de naturaleza orgánica. Los equipos energéticos que más aceptación han tenido, en sus diferentes concepciones, son los motores térmicos que basan la producción de energía mecánica en una diferencia de temperatura.

Los MACI son motores térmicos en los que los gases resultantes de un proceso de combustión empujan un émbolo, en el interior de un cilindro, intercambiando energía con ellos que hace girar el cigüeñal donde se obtiene un movimiento de rotación.

4.1.1 Características principales

La característica fundamental de los MACI es su combustión intermitente que implica una mayor dificultad para lograr la combustión completa con mínima emisión de contaminantes; esta desventaja lleva consigo una ventaja que es una menor temperatura media de los elementos mecánicos en contacto con los gases procedentes de la combustión.

Los MACI se caracterizan por su gran versatilidad, pues convenientemente diseñados pueden emplear una amplia gama de combustibles líquidos y gaseosos en aplicaciones muy diversas. Al mismo tiempo se adaptan con gran flexibilidad a diferentes condiciones de operación, pues su rendimiento no se ve muy afectado por el grado de carga al que está sometido el motor; además de resultar muy idóneos para proporcionar calor adicional a varias temperaturas: desde los gases de escape a 400°C - 600°C, hasta otras fuentes de menor temperatura como el agua de refrigeración, aceite de lubricación y aire del intercooler del sobrealimentador.

Otra ventaja no despreciable de los MACI es que pueden ser empleados fácilmente de forma modular. Es decir, se montan varios motores de pequeño tamaño en un sistema único, lo que permite mantener siempre un buen rendimiento global independiente de la potencia demandada al sistema (desactivando ciertas unidades y manteniendo el resto a plena carga).

Los MACI son las máquinas que mejor se adaptan para trabajar con buen rendimiento a cargas parciales (un valor típico del rendimiento al 50% de la carga nominal es de aproximadamente el 90% del valor del rendimiento a plena carga, mientras que una turbina sólo alcanzaría el 75% del valor a plena carga). Los motores alternativos soportan bien los arranques y las paradas continuas, lo que en una turbina de gas se traduce en un acortamiento muy sensible de su vida útil. Por otra parte, son muy adecuados para aplicaciones en las que, además de electricidad, se requiere calor (cogeneración) a diferentes niveles de temperatura medios o bajos. Finalmente, referir que las prestaciones de los motores alternativos, especialmente si están sobrealimentados, no se ven afectadas notablemente por las condiciones ambientales (presión, temperatura y humedad relativa).

En resumen, los MACI tienen su aplicación más clara siempre que se produzcan variaciones de carga importantes, e incluso se requieran paradas periódicas del sistema (por la noche, fin de semana, horas valle, pequeños arreglos, etc.). También son muy adecuados cuando parte de la energía se demanda en forma de calor a temperaturas medias y bajas.

La utilización de los MACI resulta especialmente idónea en sistemas de dimensiones pequeñas o medias (15kW – 30MW) y siempre que se requiera un motor que trabaje con rendimiento elevado. Los motores de ciclo Otto se emplearán para abastecer las demandas pequeñas, mientras que los de ciclo diesel para las de dimensión media.

Aunque el coste de capital de los motores alternativos es el más bajo de todas las tecnologías existentes, no ocurre lo mismo con los costes de explotación y mantenimiento que son bastante elevados, dada la mayor complejidad de estas máquinas. Un inconveniente de los MACI es que presentan elevado peso y volumen por unidad de potencia producida frente a otros tipos de motores térmicos, si bien no es el caso cuando se comparan con otras tecnologías existentes. Asimismo, son motores contaminantes tanto en emisiones gaseosas como en acústicas.

4.1.2 Posibilidades tecnológicas de recuperación de calor en los MACIs

Los MACI ofrecen amplias posibilidades para las tecnologías de recuperación de energía debido a la gran cantidad de calores residuales de media y baja temperatura que desprenden.

La aplicación de motores alternativos de combustión interna se adapta bien a los sistemas térmicos integrados, ya que como se ha referido en el *apartado 4.1.1*, son máquinas versátiles y que trabajan con elevado rendimiento, al mismo tiempo que

el calor de desecho del ciclo termodinámico se presenta en varias fuentes y a diferentes niveles de temperatura, lo que resulta muy atractivo.

Las fuentes y niveles de calor en un motor alternativo son: gases de escape (400°C - 600°C), el agua de refrigeración (80°C - 120°C), el aceite de lubricación-refrigeración (70°C - 80°C) y el calor disipado en el intercooler del turbocompresor (140°C). [13](Payri y Desantes, 2011).

Los gases de escape constituyen la fuente de energía de mayor temperatura en MACI. La temperatura de estos gases depende del tipo de motor (sobrealimentado, de mezcla pobre, de gas, diesel, etc.) y de las condiciones de operación. En general, puede encontrarse un rango de temperaturas que oscila entre aproximadamente 400°C hasta cerca de 700°C . El aprovechamiento del calor de los gases de escape puede realizarse en un recuperador produciendo vapor o agua caliente. En la salida del recuperador la temperatura de los gases de escape se establece en función de la temperatura del fluido a calentar, situándose normalmente en unos $60\text{-}70^{\circ}\text{C}$ por encima de la temperatura de salida de este último. Si el combustible no está exento de azufre o de otros compuestos que pueden producir ácidos, resulta imprescindible que la temperatura de los gases de escape a la salida del recuperador de calor esté por encima del punto de rocío, siendo 175°C un valor habitual de diseño.

El agua de refrigeración de los cilindros es otra fuente de calor en los MACI. Aunque el circuito de refrigeración en motores puede estar presurizado, el agua de refrigeración no sobrepasa los 120°C por motivos derivados de limitaciones mecánicas. La diferencia de temperatura del agua entre la salida y entrada al motor no debe sobrepasar 8°C como máximo.

El aceite, además de la función de lubricante, siempre cumple una función refrigerante (específicamente encomendada, o por absorber el calor de componentes). El rango de temperatura del aceite oscila entre 70°C y 105°C . El aire de sobrealimentación es otra fuente de calor. El compresor del sobrealimentador aumenta la presión del aire y también la temperatura (hasta unos 140°C como máximo), pero las tensiones térmicas en el motor imponen límites a ese aumento de temperatura, por lo que se suele refrigerar el aire después del turbocompresor.

En los MACI sólo los gases de escape poseen un nivel de temperatura suficientemente elevado para producir vapor o actuar como fuente de calor en ciclo frigoríficos de absorción. Por ello, es habitual aprovechar el escape para producir agua caliente sobrecalentada o vapor (útiles en lavanderías, cocinas, máquinas de absorción etc.), emplear el aceite y el aire de sobrealimentación para obtener agua caliente sanitaria a 40°C y usar el agua de refrigeración del motor para generar agua de calefacción a 90°C .

4.2 Sistemas de refrigeración por absorción

El sistema de refrigeración por absorción fue desarrollado por Sir John Leslie, quien utilizó el ácido sulfúrico como absorbente y el agua como refrigerante. Más tarde, en 1859, Ferdinand Carré inventó la primera máquina de absorción, funcionando con amoníaco-agua [14] (Vega M, 2007).

Las primeras aplicaciones industriales de los principios termodinámicos de la absorción de un vapor por un líquido, con el fin de conseguir la refrigeración de otro líquido, datan de los primeros años 30. La comercialización a mayor escala de plantas frigoríficas de absorción con ciclo Amoníaco-Agua comienzan en los años 40 y la puesta en el mercado de las primeras plantas con ciclo Agua-Bromuro de Litio tiene lugar a principio de los años 50.

4.2.1 Principios básicos

El ciclo de absorción se basa físicamente en la capacidad que tienen algunas sustancias, tales como el agua y algunas sales como el bromuro de litio, para absorber, en fase líquida, vapores de otras sustancias tales como el amoníaco y el agua respectivamente. Son sistemas de dos componentes, donde una de las sustancias es disuelta en otra y el enfriamiento se produce extrayendo una de las dos sustancias por medio de la aplicación de calor y luego reabsorbiéndola hacia la solución.

En la máquina de absorción se utilizan dos fluidos, un refrigerante y un absorbente. Los dos pares más usados son la combinación de Agua-Bromuro de Litio (BrLi), para obtener refrigeración a temperatura de hasta $+6\text{ }^{\circ}\text{C}$, y el Amoníaco-Agua que es capaz de obtener temperaturas negativas por debajo del punto de congelación del agua, hasta -50°C . El fluido citado en primer lugar representa el refrigerante, mientras que el otro hace de absorbente.

Los componentes básicos que integran el ciclo de refrigeración por absorción son:

- *Absorbedor*
- *Generador*
- *Condensador*
- *Válvula de expansión*
- *Evaporador*

La diferencia fundamental del sistema de refrigeración por absorción con los sistemas de refrigeración tradicionales por compresión mecánica, radica en la sustitución del compresor mecánico por un compresor térmico, formado por el conjunto *Absorbedor-Generador*.

A grandes rasgos, en el ciclo de refrigeración por absorción, el refrigerante, en un circuito a baja presión, se evapora en un intercambiador de calor, llamado *Evaporador*, el cual enfría un fluido secundario, que refrigerará ambientes o cámaras. A continuación, el vapor del refrigerante es absorbido por el fluido absorbente en el *Absorbedor*, produciendo una solución concentrada. Esta solución pasa al *Generador*, donde se separan disolvente (absorbente) y soluto (refrigerante) por medio de calor procedente de una fuente externa; el refrigerante va al *Condensador* donde cede la mayor parte del calor recibido en el *Generador*, y desde allí va al *Evaporador*, a través de una válvula de expansión; el absorbente, como solución débil, vuelve al *Absorbedor* para reiniciar el ciclo. Al igual que los sistemas de compresión mecánica que utilizan agua en sus procesos, el sistema requiere una torre de enfriamiento para disipar el calor sobrante.

En la Figura 2 se muestra un esquema de funcionamiento del ciclo de refrigeración por absorción:

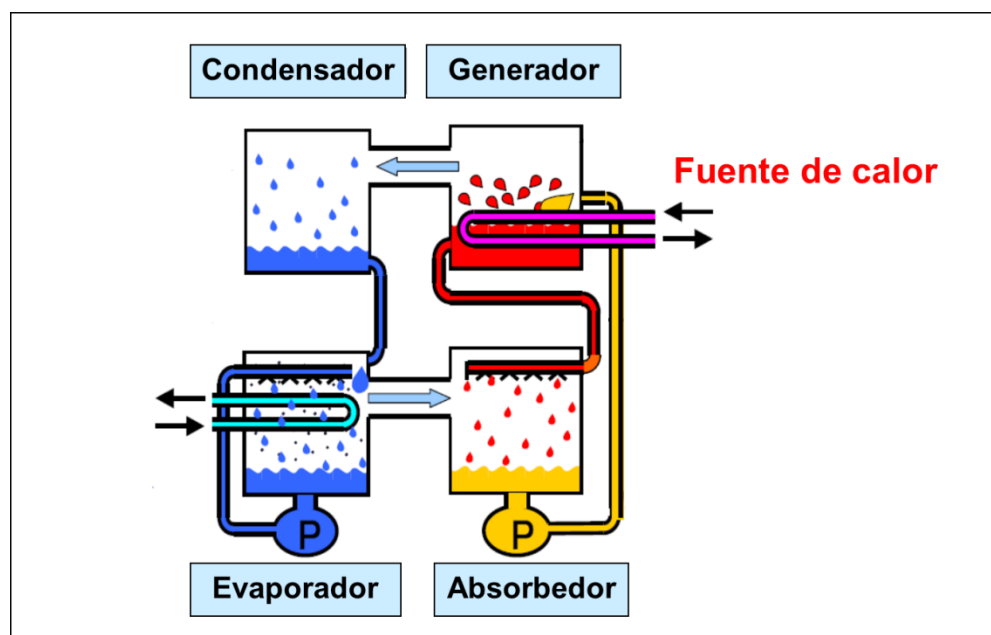


Figura 2. Esquema del ciclo de refrigeración por absorción (Cortesía de Frigorías WordPress)

4.2.2 Consideraciones

Los sistemas de refrigeración por absorción presentan la ventaja respecto a los convencionales de compresión mecánica de requerir una demanda eléctrica casi despreciable, sustituyendo ésta por demanda térmica.

El principal atractivo de estos equipos es la capacidad para aprovechar calores residuales en procesos industriales o en plantas de cogeneración, para suministrar el calor necesario en el *Generador*.

CAPÍTULO 5. REQUERIMIENTOS Y CONSIDERACIONES DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Al enfrentarse al diseño de un intercambiador de calor, hay que tener en cuenta las características del problema específico de estudio para elegir el intercambiador más adecuado. El diseño de un intercambiador no es independiente de las condiciones del problema.

5.1 Descripción del sistema

Con la incorporación del intercambiador, se pretende conseguir un sistema energético integrado formado por un motor térmico alternativo, el propio intercambiador y una máquina frigorífica de absorción.

Los parámetros técnicos de los equipos se detallan a continuación:

- El **motor alternativo de combustión interna** del sistema, cuenta con una potencia calorífica de 60 kW y relación de compresión igual a 8; el rendimiento mecánico se sitúa típicamente entorno al 34%, obteniéndose una potencia mecánica de unos 20,4 KW, el agua de refrigeración y los gases de escape se llevan consigo alrededor de un tercio del calor de combustión respectivamente (*CAPÍTULO 1*), constituyendo, además, estos últimos la fuente de calor residual de mayor temperatura del motor alternativo, con una temperatura media 450 °C (*apartado 4.1.2*). Otro parámetro de alta importancia, es la pérdida de carga máxima admisible. Para el motor elegido, la presión no podrá caer más de unos 30 mm de columna de agua (300 Pa), pues un valor superior podría provocar un desequilibrio del sistema y conducir a una pérdida de rendimiento, incluso pudiendo llegar a provocar la parada del motor.
- La **máquina frigorífica de absorción** del sistema, es una máquina de absorción de doble efecto condensada por aire, que utiliza un ciclo constituido por el par Agua-Bromuro de Litio donde el agua actúa como fluido refrigerante y el Bromuro de Litio como fluido absorbente (*apartado 4.2.1*). En el *Generador* de la máquina donde se separa el Agua del Bromuro de Litio por medio de la aplicación de calor procedente de una fuente exterior, se va a necesitar suministrar agua caliente a una temperatura de diseño de 175 °C.

5.2 Datos de partida del intercambiador de calor

En el presente proyecto, varios modelos de intercambiadores de carcasa y tubos van a ser analizados en busca de la solución más eficiente que cumpla con las condiciones

del sistema. Los parámetros técnicos de los equipos van a limitar y definir los datos de partida para cualquier modelo de diseño (*apartado 5.1*).

El intercambiador de calor de tubos y carcasa, se diseña para la recuperación de calor residual del escape de un motor alternativo de 60 kW de potencia calorífica, esto es unos 20,4 kW de potencia mecánica. Los gases de escape del motor alternativo con una temperatura media de 450 °C constituyen el primer fluido de trabajo del intercambiador. El agua, el segundo fluido de trabajo, se utiliza como fluido de transferencia de calor para extraer el calor de los gases de escape, y posteriormente alimentar el generador de la máquina de absorción a una temperatura de servicio de 175 °C.

Con estos datos se establecen las temperaturas de operación en el intercambiador de los fluidos de trabajo:

- Temperaturas de operación del agua:

- La temperatura de salida del agua, $T_{s_{agua}}$, es la temperatura requerida para el agua de suministro del generador de la máquina de absorción, 175 °C .
- La temperatura de entrada del agua, $T_{e_{agua}}$, se establece en 160 °C, temperatura a la que el agua sale del generador y regresa al intercambiador.

- Temperaturas de operación de los gases de escape:

- La temperatura de entrada de los gases de escape, $T_{e_{GE}}$, es la temperatura de salida de los gases del motor, 450 °C .
- La temperatura de salida de los gases de escape, $T_{s_{GE}}$ se establece en 240 °C. Este valor se toma típicamente en función de la temperatura del fluido a calentar, el agua, situándose en unos 60-70 °C por encima de la temperatura de salida de éste en el intercambiador, que en el caso en estudio es de 175 °C (*apartado 4.1.2*).

Conocidas las temperaturas de operación se puede determinar la potencia intercambiada en el sistema.

- Potencia calorífica intercambiada, \dot{Q} :

Como se ha referenciado (*apartado 5.1*), los gases de escape se llevan consigo alrededor de un tercio del calor de combustión, lo que en el motor de 60 kW de potencia calorífica supone unos 20 kW de energía calorífica contenida en los gases de escape a temperatura de 450 °C.

Si bien es cierto, que toda la energía contenida en los gases de escape no va a poder ser recuperada, pues parte de ella no se podrá recuperar en el proceso de intercambio de calor.

En el intercambiador de calor, los gases de escape entrarán a temperatura, Te_{GE} , y tras su paso por el intercambiador saldrán del mismo a temperatura, Ts_{GE} , habiendo transferido una parte de su energía calorífica, en el proceso. En el caso en estudio, los gases de escape entran a $Te_{GE} = 450^{\circ}\text{C}$ y salen a $Ts_{GE} = 240^{\circ}\text{C}$, con lo que el rendimiento de aprovechamiento de los gases de escape se sitúa entorno al 53%. Por lo tanto, la potencia calorífica intercambiada en el sistema tiene un valor de $\dot{Q} = 10,7\text{ kW}$.

Conocida la potencia intercambiada, se puede obtener el gasto másico de gases de escape y el caudal de agua que circula en el intercambiador, a partir de la siguiente ecuación [15] (Incropera et al., 2007):

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (1)$$

donde:

\dot{Q} es la potencia intercambiada igual a 10,7 kW.

\dot{m} es el gasto másico del fluido en Kg/s.

C_p es calor específico del fluido evaluado a temperatura media dentro del intercambiador en KJ/KgK.

ΔT es la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida del fluido en K

Cabe mencionar en este punto que las tablas de propiedades termofísicas de los fluidos se adjuntan en el presente proyecto como anexos del trabajo (*véase CAPÍTULO 13. ANEXOS*). Para los gases de escape se han utilizado las propiedades termofísicas del aire, debido a su gran similitud, recogidas en el Anexo 1. Las propiedades termofísicas del agua se recogen en el Anexo 2, [15] (Incropera et al., 2007).

Particularizando la Ecuación (1) para cada fluido de trabajo, se tiene:

- Gasto másico de los gases de escape, \dot{m}_{GE} :

La diferencia de temperaturas para los gases de escape es $\Delta T_{GE} = 450 - 240 = 210\text{ K}$; la temperatura media tiene un valor de

$\bar{T}_{GE} = \frac{450 + 240}{2} = 345^\circ \text{ C} = 618 \text{ K}$ y su calor específico evaluado a 618 K es

$Cp_{GE} = 1,055 \text{ KJ/KgK}$, por tanto el gasto másico de gases de escape es igual a:

$$\dot{m}_{GE} = \frac{\dot{Q}}{Cp_{GE} \cdot \Delta T_{GE}} = 0,048 \text{ kg/s}$$

- Caudal de agua, m_{agua} :

La diferencia de temperaturas para el agua es $\Delta T_{agua} = 175 - 160 = 15 \text{ K}$, la

temperatura media tiene un valor de $\bar{T}_{agua} = \frac{175 + 160}{2} = 167,5^\circ \text{ C} = 440,5 \text{ K}$ y su

calor específico evaluado a 440,5 K es $Cp_{agua} = 4,362 \text{ KJ/KgK}$, por tanto la cantidad de agua necesaria es igual a:

$$\dot{m}_{agua} = \frac{\dot{Q}}{Cp_{agua} \cdot \Delta T_{agua}} = 0,163 \text{ kg/s}$$

El caudal de agua, m_{agua} , se obtiene sin más que dividir por la densidad del agua evaluada a su temperatura media, $\rho_{agua} = 900,374 \text{ Kg/m}^3$, de donde el caudal de agua necesario es igual a:

$$m_{agua} = \frac{\dot{m}_{agua}}{\rho_{agua}} = 1,816 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \approx 0,182 \text{ l/s}$$

En la Tabla 1 se recogen y resumen los datos de partida obtenidos:

Tabla 1. Datos de partida par el diseño del intercambiador de calor

| | Gases de escape | Agua |
|-----------------------------|-----------------|-------|
| Temperatura de entrada [°C] | 450 | 160 |
| Temperatura de salida [°C] | 240 | 175 |
| Potencia intercambiada [kW] | 10,7 | |
| Gasto másico [kg/s] | 0,048 | - |
| Caudal [l/s] | - | 0,182 |

5.3 Selección de la configuración de flujo del intercambiador

Además de los datos de partida obtenidos (Tabla 1), para iniciar el diseño de un intercambiador de calor de carcasa y tubos, es necesario establecer la configuración de flujo del intercambiador, esto es, cómo van a discurrir los fluidos de trabajo en el interior del intercambiador en lo referente a sus trayectorias y disposiciones.

- Selección de la trayectoria del flujo

Existen dos tipos de configuraciones típicas para la trayectoria del flujo:

- *Distribución en paralelo:* los fluidos caliente y frío entran por el mismo extremo del intercambiador, fluyen a través de él en la misma dirección y salen por el otro extremo.

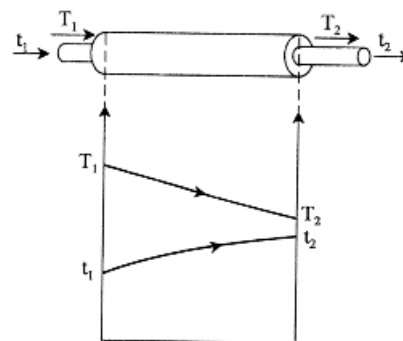


Figura 3. Esquema de la distribución en paralelo en un intercambiador (Cortesía de Scribd)

- *Distribución en contracorriente:* los fluidos caliente y frío entran por los extremos opuestos del intercambiador y fluyen en direcciones opuestas.

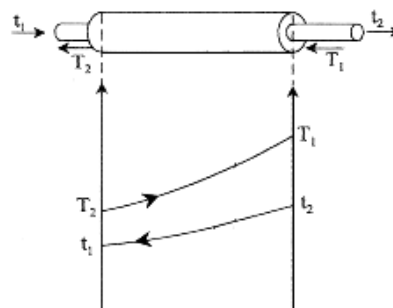


Figura 4. Esquema de la distribución en contracorriente en un intercambiador (Cortesía de Scribd)

Para los intercambiadores de calor de carcasa y tubos, como los que van a ser modelados en el presente proyecto, entre el flujo en paralelo y el flujo en contracorriente, siempre es más eficiente para la transmisión de calor la distribución en contracorriente, por favorecer la transferencia.

- Selección de la distribución de fluidos

En lo referente a la distribución de los fluidos en el intercambiador, es decir, la selección de cuál de los fluidos circula por los tubos y cuál por la carcasa, las consideraciones a seguir son las siguientes:

- El interior de los tubos es mucho más fácil de limpiar que la carcasa, por tanto el fluido más sucio deberá circular a través de los tubos.
- La corriente de mayor temperatura circulará por el interior de los tubos, para de este modo minimizar las pérdidas de calor y reducir costes, pues habrá menor superficie.
- El fluido con mayor presión circulará por los tubos, pues es más fácil aumentar el espesor de los tubos que el de la carcasa. De igual modo el fluido con limitaciones de pérdida de carga (ΔP) se hará circular por los tubos, pues los coeficientes de transferencia de calor serán mayores por los tubos para una misma ΔP .
- La presión del lado de los tubos, es pues, normalmente mayor que la del lado de la carcasa, por tanto el fluido menos viscoso deberá pasar a través de los tubos.
- El fluido más corrosivo deberá circular a través de los tubos, para evitar, en la medida de lo posible, el gasto o daño de los materiales para carcasa y tubos.

Estas consideraciones hacen que se elijan los gases de escape como fluido del lado de los tubos, pues de los dos fluidos de trabajo, gases de escape y agua, los gases de escape constituyen el fluido más sucio al llevar diversos residuos procedentes de la combustión. Esto hace de él un fluido susceptible de provocar corrosión en los materiales. Por otra parte, en el intercambiador de calor los gases de escape circulan a temperaturas considerablemente mayores a las del agua y cuentan además, con limitaciones en lo referente a la pérdida de carga, impuestas por el funcionamiento del motor (*apartado 5.1*). Por último, los gases presentan una viscosidad notablemente menor que el agua, que será el fluido elegido para circular del lado de la carcasa.

En resumen, el presente trabajo, un intercambiador de calor de tubos y carcasa, se diseña para la recuperación de calor residual del escape de un motor térmico. El agua se utiliza como fluido de transferencia de calor en el lado exterior de los tubos para

extraer el calor de los gases de escape, mientras que éstos van a circular por el interior de los tubos del intercambiador en contracorriente.

La Tabla 2 recoge la configuración de flujo seleccionada:

Tabla 2. Configuración de flujo del intercambiador de calor.

| | Gases de escape | Agua |
|-------------------------|-----------------|---------|
| Trayectoria de flujo | Contracorriente | |
| Distribución de fluidos | Tubos | Carcasa |

5.4 Consideraciones del mecanismo de transferencia de calor en el intercambiador de calor

En la transferencia de calor existente a través de un equipo o elemento entre dos entornos (interior y exterior) tienen lugar los tres mecanismos típicos de conducción, convección y radiación.

- El mecanismo de **conducción** (transferencia de calor a través de un material sin movimiento macroscópico) se realiza a través de los materiales sólidos.
- El mecanismo de **convección** (transferencia de calor por conducción con existencia de un movimiento macroscópico de los materiales) se realiza a través de los gases o líquidos, pudiendo ser el movimiento provocado o natural (por diferencia de densidades).
- El mecanismo de **radiación** (transferencia de calor entre superficies sin la necesidad de la presencia de un medio material entre ambas) se realiza a través del vacío o de medios transparentes o semitransparentes.

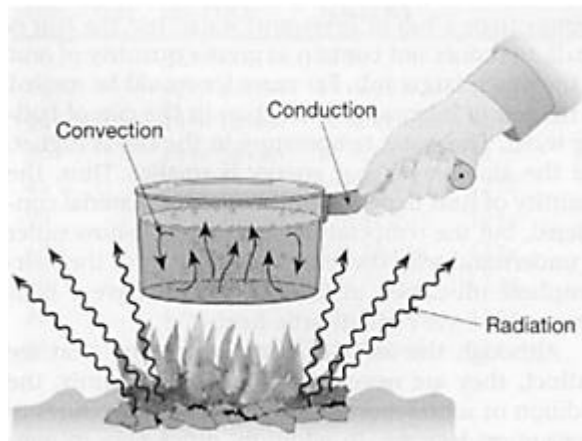


Figura 5. Formas genéricas de intercambio de calor (Cortesía de Termodinámica 2012-1)

En el campo de materiales y temperaturas a considerar en el diseño del intercambiador de calor se puede afirmar:

- En materiales sólidos sólo se considerará el mecanismo de conducción, ya que se suponen materiales opacos. (No pertenecen a este estudio materiales tales como vidrios o plásticos transparentes. Realmente no se considera el intercambio de calor que se produce en estos por radiación).
- En líquidos sólo se considerará la convección (respecto al mecanismo de radiación se supondrá que son opacos, y por tanto el posible flujo de calor mediante este mecanismo se desprecia).
- En gases se deberá considerar la convección y en el caso particular del aire, además la radiación (se producen ambos mecanismos a la vez).

CAPÍTULO 6. APROXIMACIÓN DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

6.1 Consideraciones previas al cálculo

Antes de realizar los cálculos de transferencia de calor en el intercambiador, se establecen las hipótesis para la aproximación de cálculo.

Las hipótesis a utilizar en el estudio, en esta primera aproximación, se citan a continuación (Izquierdo, 2002, [16]):

- El intercambiador de calor opera en condiciones estacionarias.
- El coeficiente global de transferencia de calor es constante a lo largo de todo el intercambiador. Esto no es rigurosamente cierto, ya que las propiedades de los fluidos dependen de la temperatura, pero por simplificar, y ya que no son conocidas las temperaturas de los fluidos en cada punto, se va a considerar que cada fluido se encuentra a la temperatura media de entrada y salida.
- Las temperaturas y velocidades de los fluidos son uniformes en todo el intercambiador.
- No existe conducción de calor en la dirección del fluido.
- Las pérdidas de calor al exterior son despreciables.

6.2 Descripción del problema

Como ya se ha explicado (*apartado 5.3*), se diseñará un intercambiador de calor en contracorriente para recuperar el calor residual contenido en los gases de escape de un motor alternativo de combustión interna. Como fluidos de trabajo, se dispone de los gases de escape del motor que circularán por el interior del tubo y del agua, discurriendo por el exterior del mismo y por tanto, por el interior de la carcasa.

El problema de cálculo se divide, en sí mismo, en dos problemas diferenciados, pero íntimamente relacionados entre sí: el cálculo térmico del intercambiador propiamente dicho y el cálculo mecánico del mismo, en el que la pérdida de carga de los fluidos de trabajo es analizada.

6.2.1 Cálculo térmico

El calor fluirá desde el interior del tubo hacia el exterior ya que la temperatura de los gases de escape, que fluyen por el interior del tubo, es mayor que la del agua discurriendo por el exterior.

La ecuación que rige el proceso es la *Ecuación de Newton* (Incropera et al., 2007, [15]).

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (2)$$

donde:

\dot{Q} es la potencia intercambiada, [W]

U es el coeficiente global de transferencia de calor, [W/ m²K]

A es el área de intercambio/transferencia, [m²]

ΔT_m es la diferencia efectiva de temperaturas, [K]

- **Diferencia efectiva de temperaturas**, se define como el producto del factor de corrección, F [], y la diferencia de temperatura media logarítmica, ΔT_{lm} [K], según la siguiente expresión:

$$\Delta T_m = F \cdot \Delta T_{lm} \quad (3)$$

- El factor de corrección, F es función de dos parámetros íntimamente relacionados en el diseño de intercambiadores: la relación de capacidades, R [] y la efectividad, P []. Así, el factor de corrección, F será una función dependiente, tal que $F = f(R, P)$ y su cálculo se realiza gráficamente; si bien, para el presente proceso se tomará $F \rightarrow 1$, valor aceptado para el cálculo de flujos cruzados o a contracorriente como es el caso.

Por lo tanto, el cálculo de la diferencia efectiva de temperaturas, ΔT_m , queda simplificado al cálculo de la diferencia de temperatura media logarítmica, ΔT_{lm} , que se define como:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (4)$$

siendo los valores de ΔT_1 y ΔT_2 para el caso de estudio de flujo en contracorriente los mostrados a continuación en la Figura 6.

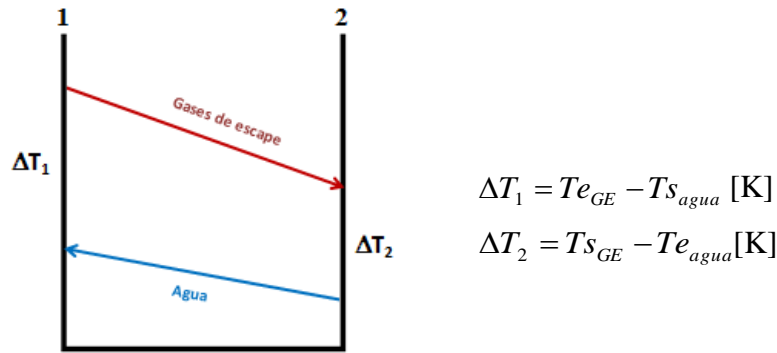


Figura 6. Esquema de distribución de temperaturas para intercambiador en contracorriente.

donde: Te_{GE} y Ts_{GE} , son las temperaturas de entrada y salida de los gases de escape, respectivamente, y Te_{agua} y Ts_{agua} las del agua, cuyos valores se han determinado en el apartado 5.2.

Por tanto, la Ecuación (2) queda simplificada como se muestra:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (5)$$

donde:

\dot{Q} es la potencia intercambiada, [W]

U es el coeficiente global de transferencia de calor, [W/ m²K]

A es el área de intercambio/transferencia, [m²]

ΔT_{lm} es la diferencia de temperatura media logarítmica, [K]

La incógnita a determinar es el área de intercambio necesaria para transferir la potencia. Por convenio, los cálculos se realizarán basados en el área superficial externa de tubo, en función de la longitud del intercambiador.

El problema se resuelve estableciendo la analogía eléctrica, basada en la siguiente ecuación, a partir de la Ecuación (5)

$$U \cdot A = \frac{\Delta T_{lm}}{\dot{Q}} = \frac{1}{R_t} \quad (6)$$

donde:

U es el coeficiente global de transferencia de calor, [W/ m²K]

A es el área de intercambio/transferencia, [m²]

ΔT_{lm} es la diferencia de temperatura media logarítmica, [K]

\dot{Q} es la potencia intercambiada, [W]

R_T es la resistencia total del sistema [K/W]

Para graficar el proceso de transferencia de calor se utiliza el circuito térmico equivalente, que se muestra en la Figura 7:

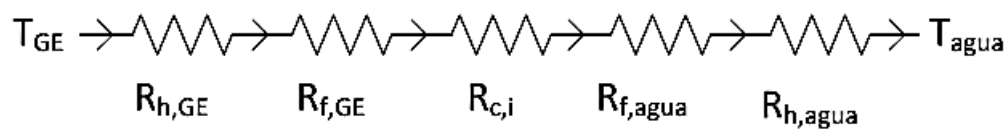


Figura 7. Circuito térmico equivalente.

Puesto que, según la Ecuación (6):

$$R_T = \frac{1}{U \cdot A} \quad (7)$$

donde:

R_T es la resistencia total del sistema [K/W]

U es el coeficiente global de transferencia de calor, [W/ m²K]

A es el área de intercambio/transferencia, [m²]

y del circuito térmico equivalente, Figura 7, se obtiene que $R_T = \sum R_i$, se puede escribir:

$$R_T = \sum R_i = R_{h,GE} + R_{f,GE} + R_{c,i} + R_{f,agua} + R_{h,agua} = \frac{1}{U \cdot A} \quad (8)$$

donde:

R_T es la resistencia total del sistema [K/W]

$R_{h,GE}$ es la resistencia de convección interior [K/W]

$R_{f,GE}$ es la resistencia de ensuciamiento interna [K/W]

$R_{c,i}$ es la resistencia de conducción a través de tubo interior [K/W]

$R_{f,agua}$ es la resistencia de ensuciamiento externa [K/W]

$R_{h,agua}$ es la resistencia de convección exterior [K/W]

U es el coeficiente global de transferencia de calor, [W/ m²K]

A es el área de intercambio/transferencia, [m²]

A continuación se definen las resistencias térmicas que componen el circuito:

- **Resistencias de convección interior y exterior, $R_{h,GE}$ y $R_{h,agua}$** : Son las resistencias que definen el proceso de convección para el fluido interno, gases de escape y externo, agua, respectivamente.

La expresión general de la resistencia térmica de convección viene dada por la siguiente ecuación:

$$R_h = \frac{1}{h \cdot A_{tr}} \quad (9)$$

donde:

h es el coeficiente de transferencia de calor por convección, [W/m²K]

A_{tr} es el área de transferencia de calor, [m²]

Particularizando la Ecuación (9) para el fluido interior y exterior, respectivamente, se tienen las siguientes ecuaciones:

- Resistencia de convección interior:

$$R_{h,GE} = \frac{1}{h_{int} \cdot A_{int}} \quad (10)$$

- Resistencia de convección exterior:

$$R_{h,agua} = \frac{1}{h_{ext} \cdot A_{ext}} \quad (11)$$

donde:

h_{int} y h_{ext} son los coeficientes convectivos interno y externo, respectivamente en [W/m²K]

A_{int} y A_{ext} son las áreas de transferencia interna y externa en [m²], que se definen como:

$$A_{int} = \pi \cdot D_i \cdot L \quad (12)$$

$$A_{ext} = \pi \cdot D_e \cdot L \quad (13)$$

siendo,

L , longitud del intercambiador que se quiere determinar en [m]

D_i y D_e , diámetros interno y externo de tubo, respectivamente en [m]

- **Resistencia de conducción a través de tubo interior, $R_{c,i}$** : la resistencia de conducción viene definida a través de la siguiente expresión:

$$R_{c,i} = \frac{Ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{material} \cdot L} \quad (14)$$

donde:

D_e y D_i son los diámetros externo e interno de tubo, respectivamente, [m]

L es la longitud del intercambiador que se quiere determinar, [m]

$k_{material}$ es la conductividad térmica del material de tubo en [W/mK]. En el presente trabajo se ha elegido como material de construcción acero inoxidable AISI 304. El valor de la conductividad térmica, por tanto, se obtendrá mediante interpolación, para la temperatura de trabajo, a partir de las tablas de este material que se adjuntan en el presente proyecto como Anexo 3, [15] (Incropera et al., 2007). (véase **CAPÍTULO 13. ANEXOS**).

- **Resistencias de ensuciamiento interna y externa, $R_{f,GE}$ y $R_{f,agua}$** : estas dos variables son de suma relevancia a la hora de diseñar un intercambiador que efectivamente se ajuste a las condiciones reales de operación, pues se hace necesario considerar la disminución del rendimiento del intercambiador debido a la acumulación de suciedad sobre las superficies de intercambio durante su operación.

La acumulación de sustancias extrañas dependerá de la tipología y naturaleza de los fluidos en circulación, por lo que la suciedad se irá depositando tanto en la pared interna como externa de los tubos que configuran el intercambiador.

En el caso particular del presente estudio:

- El fluido interno del intercambiador está constituido por gases de escape. Los gases de escape transportan consigo gran cantidad de sustancias tales como hollín o carbonilla entre otras, pues proceden del proceso de combustión del motor térmico. La presencia de todas estas sustancias en los

gases de escape provocará que la acumulación de suciedades en la pared interna de tubo sea un factor a tener muy en cuenta a medida que aumenta el tiempo de funcionamiento del intercambiador.

- El fluido externo del intercambiador está constituido por agua. El agua, lógicamente, transporta consigo impurezas en forma de partículas en suspensión que se podrán depositar en las paredes externas de tubo así como en las caras internas de carcasa. El ensuciamiento provocado por las impurezas del agua, aunque se debe tener en cuenta para que el diseño sea lo más fiel a la realidad posible, tiene un impacto menor que el sufrido del lado de los gases de escape.

Si se diseñara el intercambiador omitiendo el fenómeno de ensuciamiento, se tendría un modelo que sólo se ajustaría a la realidad al comienzo del funcionamiento, pues a medida que aumentara el tiempo de trabajo del intercambiador, se produciría una rápida disminución del rendimiento con respecto al modelo diseñado, debido a que la acumulación de suciedad en las superficies estaría generando una resistencia térmica adicional en cada una de ellas, disminuyendo la transferencia de calor y con ello la eficiencia del intercambiador.

Con el fin de poder establecer un diseño de intercambiador fiel a la realidad, se introducen las resistencias de ensuciamiento interna y externa, $R_{f,GE}$ y $R_{f,agua}$, que cuantifican la influencia del ensuciamiento por adhesión de partículas extrañas en la transmisión global de calor del intercambiador, en forma de resistencia térmica.

Las resistencias de ensuciamiento se determinan experimentalmente por unidad de superficie y para este caso se han tomado los valores:

- Resistencia de ensuciamiento interna correspondiente con el fluido interno, gases de escape, por unidad de superficie: $R''_{f,GE} = 0,01 \text{ [m}^2\text{K/W]}$
- Resistencia de ensuciamiento externa correspondiente con el fluido externo, agua, por unidad de superficie: $R''_{f,agua} = 0,001 \text{ [m}^2\text{K/W]}$

NOTA- la resistencia de ensuciamiento debida a la circulación de agua a temperatura superior a 50°C varía en un rango de valores de entre 0,0002 y 0,001 [m²K/W]. Se ha decidido tomar el valor más desfavorable a la hora de hacer los cálculos con el fin de asegurar el diseño.

Por lo tanto, las expresiones de las resistencias de ensuciamiento para cada uno de los fluidos vendrán definidas por las ecuaciones siguientes:

- Resistencia de ensuciamiento interna:

$$R_{f,GE} = \frac{R''_{f,GE}}{A_{int}} \quad (15)$$

- Resistencia de ensuciamiento externa:

$$R_{f,agua} = \frac{R''_{f,agua}}{A_{ext}} \quad (16)$$

donde:

A_{int} y A_{ext} , son las áreas de transferencia interna y externa en $[m^2]$, definidas anteriormente mediante las Ecuaciones (12) y (13).

Definidas las resistencias térmicas del proceso, la Ecuación (8) puede escribirse como sigue:

$$R_T = \frac{1}{h_{int} \cdot \pi \cdot D_i \cdot L} + \frac{R''_{f,GE}}{\pi \cdot D_i \cdot L} + \frac{Ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{material} \cdot L} + \frac{R''_{f,agua}}{\pi \cdot D_e \cdot L} + \frac{1}{h_{ext} \cdot \pi \cdot D_e \cdot L} = \frac{1}{U \cdot A} \quad (17)$$

El siguiente paso será estimar los coeficientes de transmisión de calor por convección, h_{int} y h_{ext} para poder resolver las resistencias de convección.

- Coeficiente de transmisión de calor por convección: el coeficiente convectivo se define a continuación:

$$h = \frac{k}{D} \cdot Nu_D [W/m^2K] \quad (18)$$

donde:

k es la conductividad térmica del fluido evaluada a la temperatura media del mismo en $[m/WK]$ (las propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo aparecen, como ya se ha dicho, en el Anexo 1 y Anexo 2).

D es el diámetro característico de paso del fluido en $[m]$.

Nu_D es el número de Nusselt, $[]$, que se define en función del número de Reynolds y el número de Prandtl, $Nu_D = f(Re, Pr)$, aplicando la correlación empírica adecuada en cada caso.

- El número de Prandtl, se define como:

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} [] \quad (19)$$

- El número de Reynolds, se define como:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} [] \quad (20)$$

donde:

C_p, μ, k son las propiedades termofísicas del fluido en cuestión: calor específico [J/KgK], viscosidad dinámica [Ns/m²] y conductividad térmica [W/mK], respectivamente, evaluadas a la temperatura media del fluido (Véase Anexo 1 y Anexo 2).

D es el diámetro característico de paso del fluido en [m].

v es la velocidad de paso del fluido en [m/s], cuyo valor se calcula a partir de la ecuación siguiente:

$$v = \frac{\dot{m}}{A_c \cdot \rho} \quad (21)$$

donde:

\dot{m} es el gasto másico de fluido en [Kg/s]

A_c es el área de paso del fluido en [m²]

ρ es la densidad del fluido evaluada a su temperatura media en [Kg/m³] (Véase Anexo 1 y Anexo 2).

Las consideraciones particulares y correlaciones empíricas para cada fluido de trabajo se muestran a continuación (Incropera et al., 2007, [15]):

- Fluido interno, gases de escape: los gases de escape circulan por el interior de tubo, atravesando la sección circular del mismo.
 - El diámetro característico de paso, D , para los gases de escape corresponde con el diámetro interno del tubo por el que circulan, D_i .
 - El área de paso, A_c , vendrá definida por el área transversal que atraviesan los gases de escape, que corresponde con el área transversal de tubo, definida a continuación:

$$A_{ci} = \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} \quad (22)$$

- La correlación empírica a emplear es la *correlación de Dittus-Boelter* para régimen turbulento ($Re \geq 10.000$) y flujo completamente desarrollado (longitud de entrada $x = 10 \cdot D < L$):

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^n \quad (23)$$

calentamiento: $\rightarrow n = 0,4$

enfriamiento: $\rightarrow n = 0,3$

Siendo las condiciones de aplicación:

$$0,6 \leq Pr \leq 160$$

$$Re \geq 10.000$$

$$\frac{L}{D} \geq 10$$

Para los gases de escape, se va a emplear la *correlación de Dittus-Boelter*, particularizada para el caso de enfriamiento ($n=0,3$), pues estos van a disminuir su temperatura a medida que recorren el intercambiador, al constituir el fluido de mayor temperatura.

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^{0,3} \quad (24)$$

- Fluido externo, agua: A diferencia del fluido interno, el fluido externo no circula por un conducto de sección circular, sino que lo hará por la carcasa que se disponga, por lo que se hace necesario, definir el diámetro hidráulico equivalente que dependerá del área de paso de la carcasa por la que discurre el agua.

- El diámetro característico de paso, D , para el agua se define como el diámetro hidráulico o diámetro equivalente externo, D_{eq} , según la expresión:

$$D_{eq} = 4 \cdot \frac{A_{ce}}{P_e} \quad (25)$$

donde:

P_e es el perímetro mojado por el agua [m]

A_{ce} es el área de paso, A_c , para el agua [m]

Tanto el perímetro mojado por el agua, P_e , como su área de paso, A_{ce} , dependerán de la configuración geométrica de intercambio elegida y tendrán que ser calculados particularmente en cada caso.

- La correlación empírica a emplear es la *correlación de Gnielinski* para régimen de transición ($2.300 \leq Re \leq 10.000$) y flujo completamente desarrollado (longitud de entrada $x = 10 \cdot D < L$):

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad [\quad] \quad (26)$$

Siendo las condiciones de aplicación:

$$0,5 \leq Pr \leq 2.000$$

$$3 \cdot 10^3 \leq Re \leq 5 \cdot 10^6$$

f : factor de fricción, []

Un nuevo factor aparece en la *correlación de Gnielinski*, el factor de fricción f , como consecuencia de la rugosidad de las paredes. El factor de fricción se calculará a través de la *correlación de Petukhov*:

$$f = (0,790 \cdot Ln Re - 1,64)^{-2} \quad [\quad], \text{ para } 3 \cdot 10^3 \leq Re \leq 5 \cdot 10^6 \quad (27)$$

La idoneidad de las consideraciones de régimen y tipo de flujo asumidas para los fluidos de trabajo, así como las condiciones de aplicación para las correlaciones empíricas elegidas, deberán comprobarse durante el cálculo del intercambiador, en cada caso (*apartados 6.4.7, 6.5.7 y 7.3.1*).

-Longitud del intercambiador, L [m]: conocidos los coeficientes de transmisión de calor por convección, h_{int} y h_{ext} , la Ecuación (17) se puede escribir en función de la incógnita a determinar, la longitud de intercambio, L , de la siguiente forma:

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{L} \left[\frac{1}{h_{int} \cdot \pi \cdot D_i} + \frac{R''_{f,GE}}{\pi \cdot D_i} + \frac{Ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{material}} + \frac{R''_{f,agua}}{\pi \cdot D_e} + \frac{1}{h_{ext} \cdot \pi \cdot D_e} \right] \quad (28)$$

Sustituyendo el producto $U \cdot A$ de la Ecuación (28) en la Ecuación (5) y despejando L , se obtiene finalmente la ecuación que permite calcular la longitud del intercambiador:

$$L = \frac{\dot{Q}}{\Delta T_{lm}} \left[\frac{1}{h_{int} \cdot \pi \cdot D_i} + \frac{R''_{f,GE}}{\pi \cdot D_i} + \frac{Ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{material}} + \frac{R''_{f,agua}}{\pi \cdot D_e} + \frac{1}{h_{ext} \cdot \pi \cdot D_e} \right] \quad (29)$$

-Coeficiente global de transferencia de calor, U [W/ m²K]: el valor del coeficiente global de transferencia de calor permitirá obtener una idea de la eficiencia del modelo.

Para finalizar el cálculo térmico, se calcula el coeficiente global de transferencia de calor, basado en el área superficial externa de tubo, establecido así, como se ha dicho por convenio.

De la Ecuación (5) se sabe que, $U \cdot A = \frac{1}{R_T}$, donde tomando el área de transferencia, $A = A_{ext} = \pi \cdot D_e \cdot L$ (Ecuación (13)) y sustituyendo el valor de R_T , Ecuación (17), se obtiene la ecuación para el cálculo de U :

$$U = \frac{1}{\left[\frac{1}{h_{int} \cdot \pi \cdot D_i} + \frac{R''_{f,GE}}{\pi \cdot D_i} + \frac{Ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{material}} + \frac{R''_{f,agua}}{\pi \cdot D_e} + \frac{1}{h_{ext} \cdot \pi \cdot D_e} \right]} \cdot \pi \cdot D_e \quad (30)$$

6.2.2 Cálculo mecánico

El problema en estudio termina con el cálculo mecánico del intercambiador, con el que se obtendrá la pérdida de carga que se produce en cada uno de los fluidos de trabajo al circular dentro del intercambiador.

La pérdida de carga que experimenta un fluido al circular por el interior de un conducto viene dada por la expresión (Incropera et al., 2007, [15]):

$$\Delta P = f \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2 \cdot D} \cdot L \text{ [Pa]} \quad (31)$$

donde:

f es el factor de fricción del fluido []

ρ es la densidad del fluido, [Kg/m³]

v es la velocidad de paso del fluido, [m/s]

D es el diámetro característico de paso del fluido, [m]

L es la longitud del conducto, [m]

Particularizando la Ecuación (31) para cada uno de los fluidos de trabajo, se llega a las siguientes expresiones:

-Pérdida de carga experimentada por el fluido interno, ΔP_{int} [Pa]:

$$\Delta P_{int} = f_{int} \cdot \frac{\rho_{int} \cdot v_{int}^2}{2 \cdot D_i} \cdot L \quad (32)$$

donde:

f_{int} es el factor de fricción del fluido interno, [].

ρ_{int} es la densidad del fluido interno evaluada a su temperatura media (Véase Anexo 1), [Kg/m³]

v_{int} es la velocidad de paso del fluido interno, [m/s]

D_i es el diámetro interior de tubo, [m]

L es la longitud del intercambiador, [m]

-Pérdida de carga experimentada por el fluido externo, ΔP_{ext} [Pa]:

$$\Delta P_{ext} = f_{ext} \cdot \frac{\rho_{ext} \cdot v_{ext}^2}{2 \cdot D_{eq}} \cdot L \quad (33)$$

donde:

f_{ext} es el factor de fricción del fluido externo, [].

ρ_{ext} es la densidad del fluido externo evaluada a su temperatura media (Véase Anexo 2), [Kg/m³]

v_{ext} es la velocidad de paso del fluido externo, [m/s]

D_{eq} es el diámetro equivalente externo, [m]

L es la longitud del intercambiador, [m]

Nótese que el diámetro característico, D , se particulariza como D_i para el fluido interno y como D_{eq} para el fluido exterior, como se viene haciendo a lo largo de todo el cálculo, debido a que el fluido interno transcurre a través de conductos circulares, no así el fluido exterior.

Para llevar a cabo el cálculo de la pérdida de carga experimentada por cada uno de los fluidos, sólo resta calcular el factor de fricción del fluido interno, f_{int} , pues el resto de parámetros que intervienen ya se han obtenido en el cálculo térmico.

El factor de fricción interno, f_{int} , se calcula a partir de la Ecuación (27), particularizada para los gases de escape.

6.3 Método de solución

El diseño de un intercambiador no es un problema con una única solución, pues existe una gran cantidad de parámetros y variables que pueden ser modificadas y analizadas en función de los criterios de diseño, todas ellas llevarán a resultados distintos, y no por ello menos aconsejables.

Al enfrentarse al diseño de un intercambiador, es necesario tomar una decisión sobre los criterios a emplear para estimar las dimensiones del mismo en una primera aproximación.

En el presente proyecto, la mayor limitación que imponen las condiciones del problema, es la pérdida de carga máxima admisible de los gases de escape procedentes del motor, (*apartado 5.1*). La presión de los gases de escape no podrá superar los 300 [Pa], pues interferiría en el funcionamiento del motor, provocando un desequilibrio del sistema.

Este requerimiento de trabajo va a ser el punto de partida para modelizar las dimensiones del intercambiador de calor, pues de nada va a servir conseguir aumentar la transferencia de calor en el intercambiador si la pérdida de presión de los fluidos de trabajo no se adecua a los requerimientos de operación, haciendo el diseño inviable.

La pérdida de carga que experimenta un fluido al circular por el interior de un conducto se ha definido mediante la Ecuación (31):

$$\Delta P = f \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2 \cdot D} \cdot L$$

Como se puede observar del análisis de esta Ecuación, la pérdida de presión ΔP aumenta con la velocidad de paso del fluido v o lo que es lo mismo, aumenta cuanto menor es el diámetro de tubo D . Por tanto, para un gasto dado habrá que llegar a un compromiso entre el diámetro de paso del fluido y su velocidad.

El gasto másico de un fluido, \dot{m} , se relaciona con la velocidad del fluido a través de la siguiente expresión:

$$\dot{m} = \rho \cdot v \cdot A_c \text{ [kg/s]} \quad (34)$$

donde:

ρ es la densidad del fluido, [Kg/m³]

v es la velocidad de paso del fluido, [m/s]

A_c es el área de paso del fluido, [m²]

El área de paso, A_c , para un fluido circulando por un conducto circular, vendrá definida por el área transversal del conducto, según la Ecuación (35):

$$A_c = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (35)$$

donde:

D es el diámetro de paso del conducto, [m]

Sustituyendo la Ecuación (35) en la Ecuación (34), se obtiene la expresión para el gasto másico de un fluido circulando por un conducto circular en función de la velocidad del fluido v y el diámetro del conducto D :

$$\dot{m} = \rho \cdot v \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (36)$$

Con esta expresión, se establece la aproximación de cálculo, pues eligiendo una velocidad inicial para los gases de escape y siendo el gasto de los mismos conocido (apartado 5.2), se puede determinar el diámetro de tubo por el que circularán los gases:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}}{\rho \cdot v \cdot \pi}} \quad (37)$$

Siendo, D el diámetro interno de tubo, que se designará durante el cálculo como D_i

En las primeras aproximaciones de cálculo, se asumió una velocidad de paso de los gases de escape con un valor en torno a los 10 m/s. El resultado obtenido tras el cálculo fue una pérdida de carga muy inferior a los 300 [Pa], valor que marca el límite de diseño. En segundas aproximaciones, la velocidad elegida se tomó con un valor en torno a los 20 m/s, los resultados en este caso, arrojaban un valor de pérdida de carga para los gases de escape inviable para el proceso, pues se superaba el valor máximo admisible de 300 [Pa]. El rango de velocidad adecuado, se establece pues entre los 10 y los 20 m/s para cumplir con las exigencias de la

pérdida de carga. Sucesivas interacciones se llevaron a cabo, con valores de velocidad comprendidas en el rango, hasta obtener el diseño optimizado.

A continuación, se presenta el diagrama de flujo del método de resolución (*apartado 6.3.1*) que integra el proceso iterativo en el desarrollo del problema descrito en el *apartado 6.2*.

6.3.1 Diagrama de flujo del método de solución

El diagrama de flujo para resolver el problema se muestra en la Figura 8:

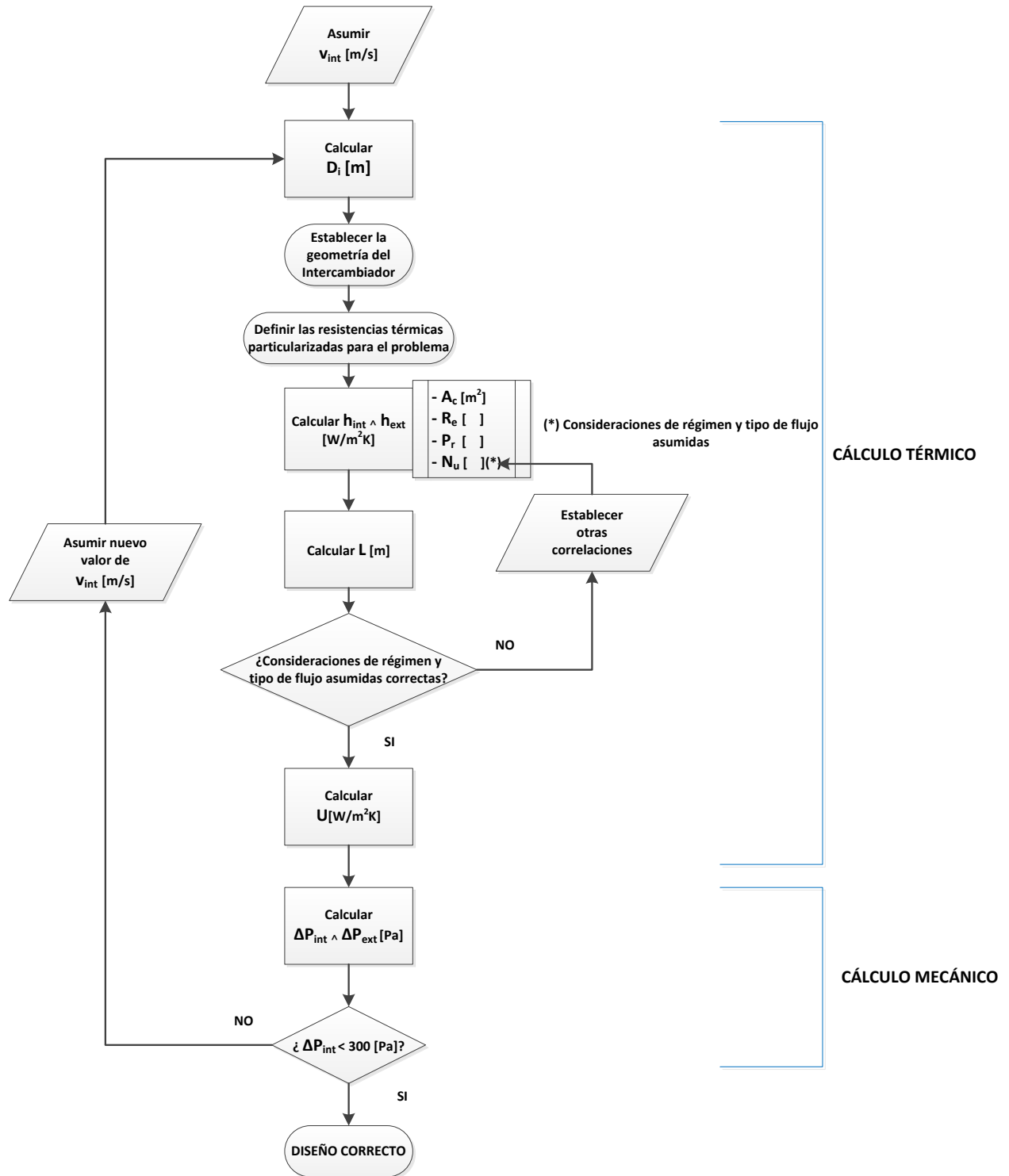


Figura 8. Diagrama de flujo del método de solución.

6.4 Cálculo de un intercambiador monotubular

El primer intercambiador de calor a calcular va a ser un intercambiador monotubular.

Se ha elegido este cambiador como primera opción, por ser el intercambiador más simple y sencillo.

En este apartado, las dimensiones y parámetros de un intercambiador monotubular, son calculadas (*Véase* Figura 9).

Vaya por delante, que los valores reflejados corresponden al cálculo ya optimizado del intercambiador, tras las iteraciones necesarias. No obstante, los resultados más representativos obtenidos en las iteraciones, se muestran en la Tabla 3 .

Los datos de partida y configuración para el cálculo del intercambiador se recogen en las Tabla 1 y Tabla 2, obtenidas en los *apartados* 5.2 y 5.3.

6.4.1 Velocidad de paso de los gases de escape asumida

$$v_{\text{int,asum}} = 17,5 \text{ [m/s]}. (\text{Valor asumido}).$$

6.4.2 Cálculo del diámetro de paso del conducto

De la Ecuación (37), se tiene que el diámetro de paso del conducto es igual a:

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{GE}}{\rho_{\text{int}} \cdot v_{\text{int,asum}} \cdot \pi}}$$

Datos:

$$\dot{m}_{GE} = 0,048 \text{ [kg/s]} (\text{Tabla 1}); v_{\text{int,asum}} = 17,5 \text{ [m/s]} (\text{apartado 6.4.1})$$

Las propiedades de los gases de escape se evalúan a la temperatura media de los mismos, y se obtienen mediante interpolación (*Véase* Anexo 1):

$$\text{Temperatura media de los gases de escape: } \bar{T}_{GE} = 618 \text{ [K]} (\text{apartado 5.2})$$

La densidad de los gases de escape a temperatura media \bar{T}_{GE} , tiene un valor de:
 $\rho_{\text{int}} = 0,5643 \text{ [kg/m}^3\text{]}$

Sustituyendo los valores, se obtiene el valor del diámetro de paso del tubo:

$$D_i = 0,08 \text{ [m]}$$

6.4.3 Geometría del intercambiador monotubular

A continuación se establece la geometría del intercambiador.

En la Figura 9 se representa la sección longitudinal y transversal del intercambiador monotubular que se desea emplear para calentar agua en contracorriente, mediante los gases de escape.

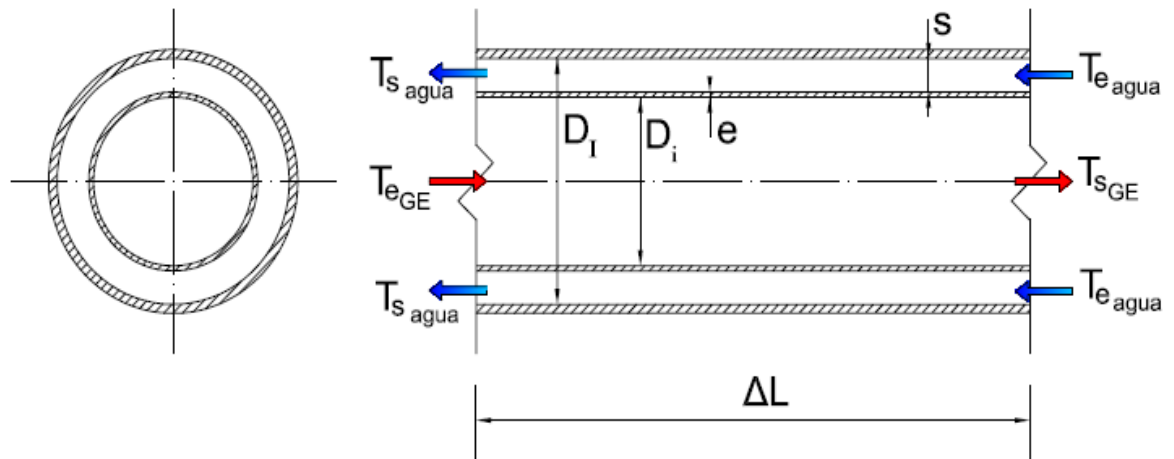


Figura 9. Sección longitudinal y transversal del intercambiador monotubular.

La geometría del intercambiador, se puede entender en dos conjuntos principales *Tubo* y *Carcasa*.

- Geometría del tubo:

La geometría del tubo será la que corresponde al fluido interior del problema en estudio, esto es, los gases de escape.

Del estudio optimizado, se ha obtenido que diámetro interior del tubo D_i , es de 8,0 [cm]. Asimismo, el espesor de tubo e , se ha establecido en 2,5 [mm].

Las dimensiones definidas del tubo, se muestran seguidamente:

- Diámetro interior: $D_i = 0,08$ [m]
- Diámetro exterior: $D_e = 0,085$ [m]
- Espesor: $e = 0,0025$ [m]

- Geometría de la carcasa y exterior del tubo:

La geometría correspondiente para con el fluido exterior, el agua, estará determinada por la carcasa del intercambiador así como por el exterior del tubo.

El diámetro interior de la carcasa D_i , se define como:

$$D_i = D_e + 2 \cdot s \text{ [m]}$$

donde: D_e es el diámetro exterior del tubo ($D_e = 0,085$ [m], *apartado 6.4.3*) y s la separación entre tubo y carcasa, que se establece en 15 [mm].

El diámetro interior de carcasa, tiene un valor, por tanto de:

$$D_i = 0,115 \text{ [m]}$$

El espesor de carcasa, así como el aislante alrededor de la misma para reducir las pérdidas al exterior se añaden como zona externa de la carcasa, pero en el presente capítulo no van a ser considerados pues una de las hipótesis de trabajo es que las pérdidas de calor al exterior sean despreciables (*apartado 6.1*).

6.4.4 Definición de las resistencias del circuito térmico equivalente

El circuito térmico equivalente mostrado en la Figura 7 establece las resistencias térmicas del proceso de transferencia de calor.

Para el caso en estudio del intercambiador monotubular, las resistencias térmicas tienen las expresiones detalladas a continuación:

- Resistencia de conducción a través del tubo interior, $R_{c,i}$:

La resistencia de conducción se calcula a través de la Ecuación (14)

$$R_{c,i} = \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{material} \cdot L}$$

Datos:

$$D_i = 0,08 \text{ [m]} \text{ (apartado 6.4.2); } D_e = 0,085 \text{ [m]} \text{ (apartado 6.4.3)}$$

La conductividad térmica del material del tubo, acero inoxidable AISI 304 (sus propiedades termofísicas se incluyen, como ya se ha referenciado, en el Anexo 3), se evalúa a la temperatura media de las corrientes de trabajo \bar{T} , y se obtiene mediante interpolación:

$$\text{Temperatura media de trabajo: } \bar{T} = \frac{\bar{T}_{GE} + \bar{T}_{agua}}{2} \text{ [K]}$$

Datos:

$$\bar{T}_{GE} = 618 \text{ [K]}; \bar{T}_{agua} = 440,5 \text{ [K]} \quad (\text{apartado 5.2});$$

Sustituyendo los valores se obtiene que la temperatura media de trabajo será de:

$$\bar{T} = \frac{\bar{T}_{GE} + \bar{T}_{agua}}{2} = \frac{618 + 440,5}{2} = 538,25 \text{ [K]}$$

La conductividad térmica del tubo a temperatura media \bar{T} , tiene un valor de:

$$k_{material} = 18,67 \text{ [W/mK]}$$

Sustituyendo los valores, en la Ecuación (14) se obtiene la expresión de la resistencia de conducción, en función de L , con los datos del problema:

$$R_{c,i} = \frac{Ln\left(\frac{0,085}{0,08}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 18,67 \cdot L} \text{ [K/W]}$$

- Resistencias de ensuciamiento interna y externa, $R_{f,GE}$ y $R_{f,agua}$:

Las resistencias de ensuciamiento interna y externa se definen a través de las Ecuaciones (15) y (16) respectivamente, en función del área de transferencia correspondiente, expresada mediante las Ecuaciones (12) y (13).

De la combinación de estas ecuaciones, se obtiene la expresión para las resistencias de ensuciamiento interna y externa en función de la longitud del intercambiador:

- Resistencia de ensuciamiento interna: $R_{f,GE} = \frac{R''_{f,GE}}{\pi \cdot D_i \cdot L}$
- Resistencia de ensuciamiento externa: $R_{f,agua} = \frac{R''_{f,agua}}{\pi \cdot D_e \cdot L}$

Datos:

$$D_i = 0,08 \text{ [m]} \quad (\text{apartado 6.4.2}); D_e = 0,085 \text{ [m]} \quad (\text{apartado 6.4.3})$$

$$R''_{f,GE} = 0,01 \text{ [m}^2\text{K/W]}; R''_{f,agua} = 0,001 \text{ [m}^2\text{K/W]} \quad (\text{apartado 6.2.1})$$

Sustituyendo los valores, se obtienen las expresiones para las resistencias de ensuciamiento, en función de L , con los datos del problema:

$$R_{f,GE} = \frac{0,01}{\pi \cdot 0,08 \cdot L} \text{ [K/W]} \text{ y } R_{f,agua} = \frac{0,001}{\pi \cdot 0,085 \cdot L} \text{ [K/W]}$$

- Resistencias de convección interior y exterior, $R_{h,GE}$ y $R_{h,agua}$:

Las resistencias de convección interior y exterior se definen a través de las Ecuaciones (10) y (11) respectivamente, en función, también, del área de transferencia correspondiente, expresada mediante las Ecuaciones (12) y (13).

De la combinación de estas ecuaciones, se obtiene la expresión para las resistencias de convección interior y exterior en función de la longitud del intercambiador:

- Resistencia de convección interior: $R_{h,GE} = \frac{1}{h_{int} \cdot \pi \cdot D_i \cdot L}$
- Resistencia de convección exterior: $R_{h,agua} = \frac{1}{h_{ext} \cdot \pi \cdot D_e \cdot L}$

Datos:

$$D_i = 0,08 \text{ [m]} \text{ (apartado 6.4.2); } D_e = 0,085 \text{ [m]} \text{ (apartado 6.4.3)}$$

Sustituyendo los valores, se obtienen las expresiones para las resistencias de convección con los datos del problema, en función de L , y de los coeficientes convectivos de transferencia de calor, h_{int} y h_{ext} :

$$R_{h,GE} = \frac{1}{h_{int} \cdot \pi \cdot 0,08 \cdot L} \text{ [K/W]} \text{ y } R_{h,agua} = \frac{1}{h_{ext} \cdot \pi \cdot 0,085 \cdot L} \text{ [K/W]}$$

6.4.5 Cálculo de los coeficientes de transmisión de calor por convección interno y externo

Para resolver las resistencias de convección (apartado 6.4.4) se calculan los coeficientes convectivos de transmisión de calor, h_{int} y h_{ext} .

6.4.5.1 Cálculo del coeficiente convectivo interno

Para determinar el coeficiente convectivo interno, varios parámetros deben calcularse previamente.

- Cálculo del área de paso interna, A_{ci} :

El área de paso interna se calcula mediante la Ecuación (22):

$$A_{ci} = \frac{\pi \cdot D_i^2}{4}$$

Datos:

$$D_i = 0,08 \text{ [m]} \text{ (apartado 6.4.2)}$$

Sustituyendo en la Ecuación (22), se obtiene que el área de paso interna tiene un valor igual a:

$$A_{ci} = 5,026 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]}$$

- Cálculo del número de Reynolds del fluido interno, Re_{int} :

Particularizando la Ecuación (20) para el fluido interno, se tiene que el número de Reynolds se define como:

$$Re_{int} = \frac{\rho_{int} \cdot v_{int} \cdot D_i}{\mu_{int}} \quad (38)$$

Datos:

$$D_i = 0,08 \text{ [m]}; \rho_{int} = 0,5643 \text{ [kg/m}^3\text{]} \text{ (apartado 6.4.2);}$$

La viscosidad dinámica de los gases de escape evaluada a temperatura media \bar{T}_{GE} , tiene un valor de: $\mu_{int} = 311,812 \cdot 10^{-7} \text{ [Ns/m}^2\text{]}$

La Ecuación (21), permite obtener la velocidad de paso de los gases de escape, según:

$$v_{int} = \frac{\dot{m}_{GE}}{A_{ci} \cdot \rho_{int}}$$

Datos:

$$\dot{m}_{GE} = 0,048 \text{ [kg/s]} \text{ (Tabla 1); } \rho_{int} = 0,5643 \text{ [kg/m}^3\text{]} \text{ (apartado 6.4.2);}$$

$$A_{ci} = 5,026 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]} \text{ (apartado 6.4.5.1)}$$

La velocidad de paso de los gases de escape es, por tanto:

$$v_{int} = 16,92 \text{ [m/s]}$$

Sustituyendo todos los valores en la Ecuación (38), se obtiene que el número de Reynolds para el fluido interno tiene un valor igual a:

$$Re_{int} = 24.497 \text{ []}$$

- Cálculo del número de Prandtl del fluido interno, Pr_{int} :

Particularizando la Ecuación (19) para el fluido interno, se tiene que el número de Prandtl se define como:

$$Pr_{int} = \frac{Cp_{int} \cdot \mu_{int}}{k_{int}} \quad (39)$$

Datos:

$$\mu_{int} = 311,812 \cdot 10^{-7} \text{ [Ns/m}^2\text{]} \text{ (apartado 6.4.5.1);}$$

El calor específico y la conductividad térmica de los gases de escape evaluados a temperatura media \bar{T}_{GE} , tienen un valor, respectivamente de:

$$Cp_{int} = 1,0553 \cdot 10^3 \text{ [J/kgK]} \text{ y } k_{int} = 47,91 \cdot 10^{-3} \text{ [W/mK]}$$

Sustituyendo los valores en la Ecuación (39), se obtiene que el número de Prandtl para el fluido interno tiene un valor igual a:

$$Pr_{int} = 0,69 \text{ []}$$

- Cálculo del número de Nusselt del fluido interno, Nu_{int} :

La correlación empírica a emplear par el cálculo del número de Nusselt en este caso es la *correlación de Dittus-Boelter*, particularizada para el caso de enfriamiento ($n=0,3$), Ecuación (24):

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^{0,3}$$

Siendo las condiciones de aplicación:

$$0,6 \leq Pr_{int} \leq 160$$

$$Re_{int} \geq 10.000$$

$$\frac{L}{D_i} \geq 10$$

Datos:

$$Re_{int} = 24.497 \text{ []}; Pr_{int} = 0,69 \text{ []} \text{ (apartado 6.4.5.1);}$$

Se comprueba, en este punto, que las condiciones de aplicación para el número de Reynolds y el número de Prandtl se cumplen. La condición para la relación entre la longitud de intercambio y el diámetro interno, deberá ser evaluada al término de los cálculos, una vez obtenida la longitud del intercambiador (*véase apartado 6.4.7*).

$$0,6 \leq Pr_{int} = 0,69 \leq 160$$

$$Re_{int} = 24.497 \geq 10.000$$

Sustituyendo los valores en la Ecuación (24), se obtiene que el número de Nusselt para el fluido interno tiene un valor igual a:

$$Nu_{int} = 66,78 []$$

- Cálculo del coeficiente de convección del fluido interno, h_{int} :

Particularizando la Ecuación (18) para el fluido interno, se tiene que el coeficiente de convección se define como:

$$h_{int} = \frac{k_{int}}{D_i} \cdot Nu_{int} \quad (40)$$

Datos:

$D_i = 0,08 [m]$ (apartado 6.4.2); $k_{int} = 47,91 \cdot 10^{-3} [W/mK]$; $Nu_{int} = 66,78 []$ (apartado 6.4.5.1).

Sustituyendo los valores en la Ecuación (40), se obtiene que el coeficiente convectivo para el fluido interno tiene un valor igual a:

$$h_{int} = 39,99 [W/m^2K]$$

6.4.5.2 Cálculo del coeficiente convectivo externo

Análogamente al apartado 6.4.5.1, para determinar el coeficiente convectivo externo, los mismos parámetros deben calcularse previamente.

- Cálculo del área de paso externa, A_{ce} :

A diferencia de los gases de escape, el agua (fluido externo) no circula por un conducto de sección circular. La sección que atraviesa el agua a su paso se ha definido gráficamente en la Figura 9.

Por tanto, el área de paso externa vendrá dada por la siguiente expresión:

$$A_{ce} = \frac{\pi \cdot (D_i^2 - D_e^2)}{4} [m^2] \quad (41)$$

Datos:

$D_i = 0,115 [m]$; $D_e = 0,085 [m]$ (apartado 6.4.3)

Sustituyendo en la Ecuación (41), se obtiene que el área de paso externa tiene un valor igual a:

$$A_{ce} = 4,712 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]}$$

- Cálculo del número de Reynolds del fluido externo, Re_{ext} :

Particularizando la Ecuación (20) para el fluido externo, se tiene que el número de Reynolds se define como:

$$Re_{ext} = \frac{\rho_{ext} \cdot v_{ext} \cdot D_{eq}}{\mu_{ext}} \quad (42)$$

La densidad y la viscosidad dinámica del agua evaluadas a temperatura media \bar{T}_{agua} , tienen un valor respectivamente de: $\rho_{ext} = 900,374 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ y $\mu_{ext} = 161,5 \cdot 10^{-6} \text{ [Ns/m}^2\text{]}$

La Ecuación (21), permite obtener la velocidad de paso del agua, según:

$$v_{ext} = \frac{\dot{m}_{agua}}{A_{ce} \cdot \rho_{ext}}$$

Datos:

$$\dot{m}_{agua} = 0,163 \text{ [kg/s]} \quad (\text{apartado } 5.2); \quad A_{ce} = 4,712 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]};$$

$$\rho_{ext} = 900,374 \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (\text{apartado } 6.4.5.2)$$

La velocidad de paso del agua es, por tanto:

$$v_{ext} = 0,038 \text{ [m/s]}$$

La expresión para calcular el diámetro equivalente externo, D_{eq} (diámetro característico de paso D , para el conducto no circular) se muestra en la Ecuación (25) :

$$D_{eq} = 4 \cdot \frac{A_{ce}}{P_e}$$

Datos:

$$A_{ce} = 4,712 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]} \quad (\text{apartado } 6.4.5.2).$$

El perímetro mojado por el fluido externo P_e , se define en este caso, como la suma del perímetro interior de la carcasa más el perímetro exterior del tubo, esto es:

$$P_e = \pi \cdot [D_i + D_e] \text{ [m]} \quad (43)$$

Datos:

$$D_i = 0,115 \text{ [m]}; D_e = 0,085 \text{ [m]} \text{ (apartado 6.4.3)}$$

El perímetro mojado por el agua es, por tanto:

$$P_e = 0,6283 \text{ [m]}$$

Particularizando la Ecuación (25) con los valores obtenidos, se obtiene un diámetro externo equivalente para el agua de:

$$D_{eq} = 0,03 \text{ [m]}$$

Sustituyendo todos los valores en la Ecuación (42), el número de Reynolds para el fluido externo tiene un valor igual a:

$$Re_{ext} = 6.417,74 \text{ []}$$

- Cálculo del número de Prandtl del fluido externo, Pr_{ext} :

Particularizando la Ecuación (19) para el fluido externo, se tiene que el número de Prandtl se define como:

$$Pr_{ext} = \frac{Cp_{ext} \cdot \mu_{ext}}{k_{ext}} \quad (44)$$

Datos:

$$\mu_{ext} = 161,5 \cdot 10^{-6} \text{ [Ns/m}^2\text{]} \text{ (apartado 6.4.5.2);}$$

El calor específico y la conductividad térmica del agua evaluados a temperatura media \bar{T}_{agua} , tienen un valor, respectivamente de:

$$Cp_{ext} = 4,362 \cdot 10^3 \text{ [J/kgK]} \text{ y } k_{ext} = 681,8 \cdot 10^{-3} \text{ [W/mK]}$$

Sustituyendo los valores en la Ecuación (44), se obtiene que el número de Prandtl para el fluido externo tiene un valor igual a:

$$Pr_{ext} = 1,033 \text{ []}$$

- Cálculo del número de Nusselt del fluido externo, Nu_{ext} :

La correlación empírica a emplear par el cálculo del número de Nusselt en este caso es la *correlación de Gnielinski*, Ecuación (26):

$$Nu_{ext} = \frac{\left(\frac{f_{ext}}{8} \right) \cdot (Re_{ext} - 1000) \cdot Pr_{ext}}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f_{ext}}{8} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(Pr_{ext}^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}$$

Siendo las condiciones de aplicación:

$$0,5 \leq Pr_{ext} \leq 2.000$$

$$3 \cdot 10^3 \leq Re_{ext} \leq 5 \cdot 10^6$$

Datos:

$$Re_{ext} = 6.417,74 \text{ []}; Pr_{ext} = 1,033 \text{ [] (apartado 6.4.5.2).}$$

Para calcular el factor de fricción, se utiliza la Ecuación (27), particularizada para el fluido externo:

$$f_{ext} = (0,790 \cdot \ln Re_{ext} - 1,64)^{-2} \text{ []}, \text{ para } 3 \cdot 10^3 \leq Re_{ext} \leq 5 \cdot 10^6$$

Datos:

$$Re_{ext} = 6.417,74 \text{ [] (apartado 6.4.5.2)}$$

El factor de fricción para el agua es, por tanto:

$$f_{ext} = 0,0358 \text{ []}$$

Se comprueba, en este punto, que las condiciones de aplicación para el número de Reynolds y el número de Prandtl se cumplen:

$$0,5 \leq Pr_{ext} = 1,033 \leq 2.000$$

$$3 \cdot 10^3 \leq Re_{ext} = 6.417,74 \leq 5 \cdot 10^6$$

Sustituyendo los valores en la Ecuación (26), se obtiene que el número de Nusselt para el fluido externo tiene un valor igual a:

$$Nu_{ext} = 24,59 \text{ []}$$

- **Cálculo del coeficiente de convección del fluido externo, h_{ext} :**

Particularizando la Ecuación (18) para el fluido externo, se tiene que el coeficiente de convección se define como:

$$h_{ext} = \frac{k_{ext}}{D_{eq}} \cdot Nu_{ext} \quad (45)$$

Datos:

$D_{eq} = 0,03$ [m] ; $k_{ext} = 681,8 \cdot 10^{-3}$ [W/mK]; $Nu_{ext} = 24,59$ [] (apartado 6.4.5.2).

Sustituyendo los valores en la Ecuación (45) , se obtiene que el coeficiente convectivo para el fluido externo tiene un valor igual a:

$$h_{ext} = 560,72 \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

6.4.6 Cálculo de la longitud del intercambiador

Una vez obtenidos todos los parámetros de las resistencias térmicas del circuito de la Figura 7, se puede determinar la longitud del intercambiador necesaria a través de la Ecuación (29):

$$L = \frac{\dot{Q}}{\Delta T_{lm}} \left[\frac{1}{h_{int} \cdot \pi \cdot D_i} + \frac{R''_{f,GE}}{\pi \cdot D_i} + \frac{Ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{material}} + \frac{R''_{f,agua}}{\pi \cdot D_e} + \frac{1}{h_{ext} \cdot \pi \cdot D_e} \right]$$

Datos:

$$\dot{Q} = 10.700 \text{ [W]} \text{ (Tabla 1)}$$

$$\frac{Ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{material}} = \frac{Ln\left(\frac{0,085}{0,08}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 18,67} \text{ [Km/W]} \text{ (apartado 6.4.4)}$$

$$\frac{R''_{f,GE}}{\pi \cdot D_i} = \frac{0,01}{\pi \cdot 0,08} \text{ [Km/W]}; \quad \frac{R''_{f,agua}}{\pi \cdot D_e} = \frac{0,001}{\pi \cdot 0,085} \text{ [Km/W]} \text{ (apartado 6.4.4)}$$

$$\frac{1}{h_{int} \cdot \pi \cdot D_i} = \frac{1}{39,99 \cdot \pi \cdot 0,08} \text{ [Km/W]}; \quad \frac{1}{h_{ext} \cdot \pi \cdot D_e} = \frac{1}{560,72 \cdot \pi \cdot 0,085} \text{ [Km/W]} \text{ (apartados 6.4.4 y 6.4.5)}$$

La diferencia de temperatura media logarítmica ΔT_{lm} , se define a través de la Ecuación (4) y se representa gráficamente en la Figura 6:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

donde:

$$\Delta T_1 = T_{e_{GE}} - T_{s_{agua}}$$

$$\Delta T_2 = T_{s_{GE}} - T_{e_{agua}}$$

Datos:

$$T_{e_{GE}} = 450 \text{ } [^{\circ}\text{C}]; \quad T_{s_{agua}} = 175 \text{ } [^{\circ}\text{C}] \quad (\text{Tabla 1}) \rightarrow \Delta T_1 = 275 \text{ } [\text{K}].$$

$$T_{s_{GE}} = 240 \text{ } [^{\circ}\text{C}]; \quad T_{e_{agua}} = 160 \text{ } [^{\circ}\text{C}] \quad (\text{Tabla 1}) \rightarrow \Delta T_2 = 80 \text{ } [\text{K}].$$

La diferencia de temperatura media logarítmica es, por tanto:

$$\Delta T_{lm} = 157,93 \text{ } [\text{K}]$$

Sustituyendo todos los valores en la Ecuación (29), se obtiene finalmente el valor de la longitud del intercambiador:

$$L = 10,18 \text{ } [\text{m}]$$

6.4.7 Discusión de la idoneidad de las consideraciones de régimen y tipo de fluido asumidas

Calculada la longitud de intercambio, es necesario comprobar si las consideraciones de régimen y tipo de fluido asumidas para cada uno de los fluidos de trabajo se cumplen (*apartado 6.2.1*).

- Fluido interno, gases de escape:

Las consideraciones para con los gases de escape han sido:

- *Régimen turbulento*, $Re \geq 10.000$
- *Flujo completamente desarrollado*: longitud de entrada $x = 10 \cdot D < L$

Datos:

$$D = D_i = 0,08 \text{ [m]} \text{ (apartado 6.4.2); } Re = Re_{int} = 24.497 \text{ [] (apartado 6.4.5.1);}$$
$$L = 10,18 \text{ [m]} \text{ (apartado 6.4.6);}$$

Se comprueba, así, que las consideraciones son correctas, pues:

- $Re_{int} = 24.497 \geq 10.000$
- $x = 10 \cdot D_i = 0,8 < L = 10,18$

El cumplimiento de la condición de flujo completamente desarrollado, $x = 10 \cdot D_i = 0,8 < L = 10,18$, verifica así mismo, la condición entre la relación de la longitud de intercambio y el diámetro interno necesaria para la aplicación de la *correlación de Dittus-Boelter* (apartado 6.4.5.1), $\frac{L}{D_i} \geq 10$, pues:

$$\frac{L}{D_i} = 127,25 \geq 10$$

- Fluido externo, agua:

Las consideraciones para con el agua son han sido:

- *Régimen de transición*, $2.300 \leq Re \leq 10.000$
- *Flujo completamente desarrollado: longitud de entrada* $x = 10 \cdot D < L$

Datos:

$$D = D_{eq} = 0,03 \text{ [m]; } Re = Re_{ext} = 6.417,74 \text{ [] (apartado 6.4.5.2); } L = 10,18 \text{ [m]} \text{ (apartado 6.4.6);}$$

Se comprueba, así, que las consideraciones son correctas, pues:

- $2.300 \leq Re_{ext} = 6.417,74 \leq 10.000$
- $x = 10 \cdot D_{eq} = 0,3 < L = 10,18$

6.4.8 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

A continuación se calcula el coeficiente global de transferencia de calor, U , basado en el área superficial externa de tubo.

Con este cálculo, se obtiene una idea de la eficiencia del diseño.

La expresión que permite obtener U , viene dada en la Ecuación (30):

$$U = \frac{1}{\left[\frac{1}{h_{\text{int}} \cdot \pi \cdot D_i} + \frac{R''_{f,GE}}{\pi \cdot D_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{\text{material}}} + \frac{R''_{f,agua}}{\pi \cdot D_e} + \frac{1}{h_{\text{ext}} \cdot \pi \cdot D_e} \right]} \cdot \pi \cdot D_e$$

Datos:

$$D_e = 0,085 \text{ [m]} \text{ (apartado 6.4.3)}$$

$$\frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{\text{material}}} = \frac{\ln\left(\frac{0,085}{0,08}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 18,67} \text{ [Km/W]} \text{ (apartado 6.4.4)}$$

$$\frac{R''_{f,GE}}{\pi \cdot D_i} = \frac{0,01}{\pi \cdot 0,08} \text{ [Km/W]}; \quad \frac{R''_{f,agua}}{\pi \cdot D_e} = \frac{0,001}{\pi \cdot 0,085} \text{ [Km/W]} \text{ (apartado 6.4.4)}$$

$$\frac{1}{h_{\text{int}} \cdot \pi \cdot D_i} = \frac{1}{39,99 \cdot \pi \cdot 0,08} \text{ [Km/W]}; \quad \frac{1}{h_{\text{ext}} \cdot \pi \cdot D_e} = \frac{1}{560,72 \cdot \pi \cdot 0,085} \text{ [Km/W]}$$

(apartados 6.4.4 y 6.4.5)

Sustituyendo los valores en la Ecuación (30), se obtiene que el coeficiente global de transferencia de calor tiene un valor igual a:

$$U = 24,93 \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

6.4.9 Cálculo de las pérdidas de carga de los fluidos de trabajo

A continuación se evalúa la pérdida de carga experimentada por cada uno de los fluidos de trabajo a su paso por el intercambiador.

6.4.9.1 Cálculo de la pérdida de carga experimentada por el fluido interno

La pérdida de carga del fluido interno se calcula mediante la Ecuación (32):

$$\Delta P_{\text{int}} = f_{\text{int}} \cdot \frac{\rho_{\text{int}} \cdot v_{\text{int}}^2}{2 \cdot D_i} \cdot L$$

Datos:

$D_i = 0,08$ [m], $\rho_{\text{int}} = 0,5643$ [kg/m³] (*apartado 6.4.2*); $v_{\text{int}} = 16,92$ [m/s] (*apartado 6.4.5.1*); $L = 10,18$ [m] (*apartado 6.4.6*)

Para calcular el factor de fricción, se utiliza la Ecuación (27) particularizada para el fluido interno:

$$f_{\text{int}} = (0,790 \cdot \ln \text{Re}_{\text{int}} - 1,64)^{-2}$$

Datos:

$\text{Re}_{\text{int}} = 24.497$ [] (*apartado 6.4.5.1*)

El factor de fricción para los gases de escape es, por tanto:

$$f_{\text{int}} = 0,0248 []$$

Sustituyendo los valores en la Ecuación (32), se obtiene que la pérdida de carga experimentada por los gases de escape tiene un valor igual a:

$$\Delta P_{\text{int}} = 254,86 \text{ [Pa]}$$

6.4.9.2 Cálculo de la pérdida de carga experimentada por el fluido externo

La pérdida de carga del fluido externo se calcula mediante la Ecuación (33):

$$\Delta P_{\text{ext}} = f_{\text{ext}} \cdot \frac{\rho_{\text{ext}} \cdot v_{\text{ext}}^2}{2 \cdot D_{\text{eq}}} \cdot L$$

Datos:

$\rho_{\text{ext}} = 900,374$ [kg/m³], $v_{\text{ext}} = 0,038$ [m/s], $D_{\text{eq}} = 0,03$ [m], $f_{\text{ext}} = 0,0358$ [] (*apartado 6.4.5.2*); $L = 10,18$ [m] (*apartado 6.4.6*)

Sustituyendo los valores en la Ecuación (33), se obtiene que la pérdida de carga experimentada por el agua tiene un valor igual a:

$$\Delta P_{\text{ext}} = 8,13 \text{ [Pa]}$$

6.4.10 Discusión del cumplimiento del límite de pérdida de carga máximo admisible

En último lugar, se verifica si se cumple con las exigencias del sistema, impuestas por la pérdida de carga máxima admisible para los gases de escape (*apartado 5.1*):

$$\Delta P_{\text{int}} < 300 \text{ [Pa]}$$

Datos:

$$\Delta P_{\text{int}} = 254,86 \text{ [Pa]} \text{ (apartado 6.4.9.1)}$$

Se comprueba, así, el cumplimiento del límite de pérdida de carga máximo admisible, pues:

$$\Delta P_{\text{int}} = 254,86 < 300 \text{ [Pa]}$$

Se puede concluir, en este punto, que los parámetros calculados son válidos y el diseño del intercambiador correcto

6.4.11 Resultados

En la Tabla 3 se recogen los resultados más representativos obtenidos en las diferentes iteraciones de cálculo. Los resultados del cálculo optimizado se resaltan en *negrita*.

Tabla 3. Resultados obtenidos en diferentes iteraciones para el intercambiador de calor monotubular.

| | Di [cm] | vi [m/s] | L [m] | U [W/m ² K] | ΔPi [Pa] | ΔPe [Pa] |
|-----------|-------------|--------------|--------------|---------------------------|---------------|-------------|
| Iterac. 1 | 10,50 | 9,82 | 11,08 | 17,69 | 76,41 | 6,06 |
| Iterac. 2 | 7,50 | 19,25 | 10,04 | 26,84 | 342,21 | 8,72 |
| Iterac. 3 | 8,50 | 14,99 | 10,33 | 23,19 | 194,16 | 7,58 |
| Iterac. 4 | 8,00 | 16,92 | 10,18 | 24,93 | 254,86 | 8,13 |

De los resultados obtenidos, se desprenden varias observaciones:

- Los parámetros de pérdida de presión ΔP aumentan cuanto menor es la longitud, L , es decir cuánto menor sea la longitud de intercambio, la caída de presión será mayor.
- Análogamente, se observa que la pérdida de presión aumenta al aumentar el coeficiente global de transferencia de calor, U es decir cuánto más eficiente sea la transferencia de calor, la caída de presión será mayor.
- Se comprueba, también, que la caída de presión aumenta con la velocidad del fluido, o lo que es lo mismo, aumenta cuanto menor es el diámetro de tubo, que ha sido el punto teórico utilizado para diseñar el cálculo iterativo de resolución.

Así bien, el mejor resultado es aquel que proporcione el mayor valor del coeficiente global de transferencia de calor (mayor eficiencia) y por tanto menor longitud de intercambio, cumpliendo con la limitación de pérdida de carga máxima admisible ($\Delta P_{\text{int}} < 300 \text{ [Pa]}$), que es el correspondiente, en este caso, a los cálculos realizados en la iteración 4:

✓ *Iteración 4:*

- ❖ $D_i = 0,08 \text{ [m]}$
- ❖ $v_{\text{int}} = 16,92 \text{ [m/s]}$
- ❖ $L = 10,18 \text{ [m]}$
- ❖ $U = 24,93 \text{ [W/m}^2\text{K]}$
- ❖ $\Delta P_{\text{int}} = 254,86 \text{ [Pa]}$
- ❖ $\Delta P_{\text{ext}} = 8,13 \text{ [Pa]}$

El diseño del intercambiador monotubular propuesto cumpliría las exigencias de operación requeridas, pero con el inconveniente de necesitar una longitud excesiva de algo más de 10 [m], que no lo hace viable para su aplicación por necesitar de un gran espacio.

6.5 Cálculo de un intercambiador constituido por tres (3) tubos

A la vista de los resultados obtenidos para el intercambiador monotubular, el siguiente paso será encontrar un intercambiador que cumpliendo con las exigencias de operación requeridas, proporcione una longitud de intercambio menor que la longitud obtenida para el intercambiador monotubular ($L \approx 10[m]$, véase apartado 6.4.11)

Para conseguir este objetivo, se elige un intercambiador compuesto por tres (3) tubos dispuestos en una carcasa de sección rectangular, a fin de reducir la longitud de intercambio hasta un valor adecuado para su posible implantación práctica (Véase Figura 10).

En este apartado, las dimensiones y parámetros de un intercambiador de tres (3) tubos, son calculadas. El cálculo se realiza de forma análoga al cálculo desarrollado para el intercambiador monotubular (apartado 6.4), introduciendo las particularidades propias intrínsecas de la geometría del intercambiador de tres (3) tubos y carcasa de sección rectangular.

Por tanto, para aplicar el método de solución (apartado 6.3) al intercambiador de tres (3) tubos, se deberán tener en cuenta las siguientes consideraciones, tanto con los gastos másicos asociados de los fluidos que participan, como con la potencia intercambiada. Esto es:

- a) Los gastos másicos habrán de ser considerados para cada tubo; así, en el caso de los gases de escape, se divide su gasto másico por el número de tubos, tres (3), por tratarse del fluido interno, con el fin de conocer el gasto másico que transcurre por cada tubo; en el caso del agua, que es el fluido externo, se considerará el gasto másico asociado a cada tubo del intercambiador.

- Gasto másico de los gases de escape por tubo:

$$\dot{m}_{GEub} = \frac{\dot{m}_{GE}}{N^{\circ} tubos} [kg/s] \quad (46)$$

Datos:

$$\dot{m}_{GE} = 0,048 [kg/s] \text{ (Tabla 1); } N^{\circ} tubos = 3$$

Sustituyendo los valores en la Ecuación (46), se obtiene el valor del gasto másico de gases de escape asociados a cada tubo:

$$\dot{m}_{GEub} = 0,016 [kg/s]$$

- b) El total de la potencia intercambiada es dividida por el número de tubos para poder conocer la potencia intercambiada por tubo.

- Potencia intercambiada por tubo:

$$\dot{Q}_{tub} = \frac{\dot{Q}}{N^{\circ} tubos} [\text{kW}] \quad (47)$$

Datos:

$$\dot{Q} = 10.700 [\text{W}] \text{ (Tabla 1); } N^{\circ} tubos = 3$$

Sustituyendo los valores en la Ecuación (47), se obtiene el valor del gasto másico de gases de escape asociados a cada tubo:

$$\dot{Q}_{tub} = 3.566,67 [\text{W}]$$

Conocidas estas consideraciones, se inicia el cálculo; vaya por delante, que al igual que en el caso anterior (*apartado 6.4*), los valores reflejados corresponden al cálculo ya optimizado del intercambiador, tras las iteraciones necesarias. No obstante, los resultados más representativos obtenidos en las iteraciones, se muestran en la Tabla 4.

Los datos de partida y configuración para el cálculo del intercambiador se recogen en las Tabla 1 y Tabla 2, obtenidas en los *apartados 5.2 y 5.3*.

6.5.1 Velocidad de paso de los gases de escape asumida

$$v_{int,asum} = 15,00 [\text{m/s}]. \text{ (Valor asumido).}$$

6.5.2 Cálculo del diámetro de paso de conducto

De la e Ecuación (37), se tiene que el diámetro de paso de conducto es igual a:

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{GEtub}}{\rho_{int} \cdot v_{int,asum} \cdot \pi}}$$

Datos:

$$\dot{m}_{GEtub} = 0,016 [\text{kg/s}] \text{ (apartado 6.5); } v_{int,asum} = 15,00 [\text{m/s}] \text{ (apartado 6.5.1)}$$

Las propiedades de los gases de escape se evalúan a la temperatura media de los mismos, y se obtienen mediante interpolación (*Véase Anexo 1*):

$$\text{Temperatura media de los gases de escape: } \bar{T}_{GE} = 618 [\text{K}] \text{ (apartado 5.2)}$$

La densidad de los gases de escape a temperatura media \bar{T}_{GE} , tiene un valor de:

$$\rho_{\text{int}} = 0,5643 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

Sustituyendo los valores, se obtiene el valor del diámetro de paso del tubo:

$$D_i = 0,05 \text{ [m]}$$

6.5.3 Geometría del intercambiador

A continuación se establece la geometría del intercambiador.

En la Figura 10 se representa la sección longitudinal y transversal del intercambiador de tres (3) tubos que se desea emplear para calentar agua en contracorriente, mediante los gases de escape.

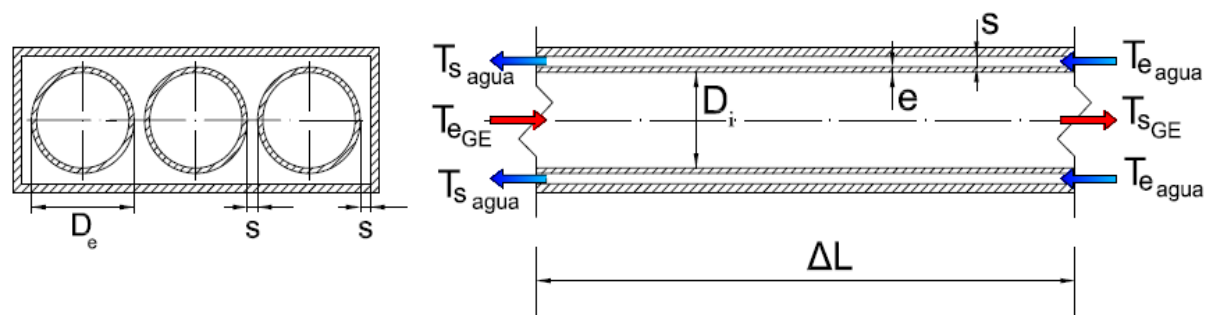


Figura 10. Sección longitudinal y transversal del intercambiador de calor de tres (3) tubos.

La geometría del intercambiador, se puede entender en dos conjuntos principales *Tubos* y *Carcasa*.

- Geometría de tubo:

La geometría de los tres (3) tubos será la que corresponde al fluido interior del problema en estudio, esto es, los gases de escape.

Del estudio optimizado, se ha obtenido que diámetro interior de tubo D_i , es de 5,0 [cm]. Así mismo, el espesor de tubo e , se ha establecido en 2,5 [mm].

Las dimensiones definidas para cada uno de los tres (3) tubos, se muestran seguidamente:

- Diámetro interior: $D_i = 0,05$ [m]
- Diámetro exterior: $D_e = 0,055$ [m]
- Espesor: $e = 0,0025$ [m]

- Geometría de la carcasa y exterior del tubo:

La geometría correspondiente para con el fluido exterior, el agua, estará determinada por la carcasa del intercambiador así como por el exterior de los tubos.

Las dimensiones de la carcasa, ancho y alto, se definen como:

$$ancho = 3 \cdot D_e + 4 \cdot s \text{ [m]}$$

$$alto = D_e + 2 \cdot s \text{ [m]}$$

donde: D_e es el diámetro exterior de tubo ($D_e = 0,055$ [m], apartado 6.5.3) y s la separación entre tubos y separación entre tubo y carcasa, que se establece en 5 [mm].

Las dimensiones de la carcasa, tienen un valor, por tanto de:

$$ancho = 0,185 \text{ [m]}$$

$$alto = 0,065 \text{ [m]}$$

El espesor de carcasa, así como el aislante alrededor de la misma para reducir las pérdidas al exterior se añaden como zona externa de la carcasa, pero en el presente capítulo no van a ser considerados pues una de las hipótesis de trabajo es que las pérdidas de calor al exterior sean despreciables (apartado 6.1).

6.5.4 Definición de las resistencias del circuito térmico equivalente

El circuito térmico equivalente mostrado en la Figura 7 establece las resistencias térmicas del proceso de transferencia de calor.

Para el caso en estudio del intercambiador de tres (3) tubos, las resistencias térmicas tienen las expresiones detalladas a continuación:

- Resistencia de conducción a través de tubo interior, $R_{c,i}$:

La resistencia de conducción se calcula a través de la Ecuación (14):

$$R_{c,i} = \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{material} \cdot L}$$

Datos:

$$D_i = 0,05 \text{ [m]} \text{ (apartado 6.5.2); } D_e = 0,055 \text{ [m]} \text{ (apartado 6.5.3)}$$

La conductividad térmica del material de los tubos, acero inoxidable AISI 304 (sus propiedades termofísicas se incluyen, como ya se ha referenciado, en el Anexo 3), se evalúa a la temperatura media de las corrientes de trabajo \bar{T} , y se obtiene mediante interpolación:

$$\text{Temperatura media de trabajo: } \bar{T} = \frac{\bar{T}_{GE} + \bar{T}_{agua}}{2} \text{ [K]}$$

Datos:

$$\bar{T}_{GE} = 618 \text{ [K]}; \bar{T}_{agua} = 440,5 \text{ [K]} \text{ (apartado 5.2);}$$

Sustituyendo los valores se obtiene que la temperatura media de trabajo será de:

$$\bar{T} = \frac{\bar{T}_{GE} + \bar{T}_{agua}}{2} = \frac{618 + 440,5}{2} = 538,25 \text{ [K]}$$

La conductividad térmica de los tubos a temperatura media \bar{T} , tiene un valor de:

$$k_{material} = 18,67 \text{ [W/mK]}$$

Sustituyendo los valores, en la Ecuación (14) se obtiene la expresión de la resistencia de conducción, en función de L , con los datos del problema:

$$R_{c,i} = \frac{\ln\left(\frac{0,055}{0,05}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 18,67 \cdot L} \text{ [K/W]}$$

- Resistencias de ensuciamiento interna y externa, $R_{f,GE}$ y $R_{f,agua}$:

Las resistencias de ensuciamiento interna y externa se definen a través de las Ecuaciones (15) y (16) respectivamente, en función del área de transferencia correspondiente, expresada mediante las Ecuaciones (12) y (13).

De la combinación de estas ecuaciones, se obtiene la expresión para las resistencias de ensuciamiento interna y externa en función de la longitud del intercambiador:

- Resistencia de ensuciamiento interna: $R_{f,GE} = \frac{R''_{f,GE}}{\pi \cdot D_i \cdot L}$
- Resistencia de ensuciamiento externa: $R_{f,agua} = \frac{R''_{f,agua}}{\pi \cdot D_e \cdot L}$

Datos:

$$D_i = 0,05 \text{ [m]} \text{ (apartado 6.5.2); } D_e = 0,055 \text{ [m]} \text{ (apartado 6.5.3)}$$

$$R''_{f,GE} = 0,01 \text{ [m}^2\text{K/W]}; R''_{f,agua} = 0,001 \text{ [m}^2\text{K/W]} \text{ (apartado 6.2.1)}$$

Sustituyendo los valores, se obtienen las expresiones para las resistencias de ensuciamiento, en función de L , con los datos del problema:

$$R_{f,GE} = \frac{0,01}{\pi \cdot 0,05 \cdot L} \text{ [K/W]} \text{ y } R_{f,agua} = \frac{0,001}{\pi \cdot 0,055 \cdot L} \text{ [K/W]}$$

- Resistencias de convección interior y exterior, $R_{h,GE}$ y $R_{h,agua}$:

Las resistencias de convección interior y exterior se definen a través de las Ecuaciones (10) y (11) respectivamente, en función, también, del área de transferencia correspondiente, expresada mediante las Ecuaciones (12) y (13).

De la combinación de estas ecuaciones, se obtiene la expresión para las resistencias de convección interior y exterior en función de la longitud del intercambiador:

- Resistencia de convección interior: $R_{h,GE} = \frac{1}{h_{int} \cdot \pi \cdot D_i \cdot L}$
- Resistencia de convección exterior: $R_{h,agua} = \frac{1}{h_{ext} \cdot \pi \cdot D_e \cdot L}$

Datos:

$$D_i = 0,05 \text{ [m]} \text{ (apartado 6.5.2); } D_e = 0,055 \text{ [m]} \text{ (apartado 6.5.3)}$$

Sustituyendo los valores, se obtienen las expresiones para las resistencias de convección con los datos del problema, en función de L , y de los coeficientes convectivos de transferencia de calor, h_{int} y h_{ext} :

$$R_{h,GE} = \frac{1}{h_{int} \cdot \pi \cdot 0,05 \cdot L} \text{ [K/W]} \text{ y } R_{h,agua} = \frac{1}{h_{ext} \cdot \pi \cdot 0,055 \cdot L} \text{ [K/W]}$$

6.5.5 Cálculo de los coeficientes de transmisión de calor por convección interno y externo, h_{int} y h_{ext} :

Para resolver las resistencias de convección (*apartado 6.5.4*) se calculan los coeficientes convectivos de transmisión de calor, h_{int} y h_{ext} .

6.5.5.1 Cálculo del coeficiente convectivo interno

Para determinar el coeficiente convectivo interno, varios parámetros deben calcularse previamente.

- Cálculo del área de paso interna, A_{ci} :

El área de paso interna se calcula mediante la Ecuación (22):

$$A_{ci} = \frac{\pi \cdot D_i^2}{4}$$

Datos:

$$D_i = 0,05 \text{ [m]} \text{ (apartado 6.5.2)}$$

Sustituyendo en la Ecuación (22), se obtiene que el área de paso interna tiene un valor igual a:

$$A_{ci} = 1,96 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]}$$

- Cálculo del número de Reynolds del fluido interno, Re_{int} :

El número de Reynolds particularizando para el fluido interno, se define mediante la Ecuación (38) como:

$$Re_{int} = \frac{\rho_{int} \cdot v_{int} \cdot D_i}{\mu_{int}}$$

Datos:

$$D_i = 0,05 \text{ [m]}; \rho_{int} = 0,5643 \text{ [kg/m}^3\text{]} \text{ (apartado 6.5.2);}$$

La viscosidad dinámica de los gases de escape evaluada a temperatura media \bar{T}_{GE} , tiene un valor de: $\mu_{int} = 311,812 \cdot 10^{-7} \text{ [Ns/m}^2\text{]}$

La Ecuación (21), permite obtener la velocidad de paso de los gases de escape, según:

$$v_{int} = \frac{\dot{m}_{GEtub}}{A_{ci} \cdot \rho_{int}}$$

Datos:

$$\dot{m}_{GEtub} = 0,016 \text{ [kg/s]} \text{ (apartado 6.5); } \rho_{int} = 0,5643 \text{ [kg/m}^3\text{]} \\ \text{(apartado 6.5.2); } A_{ci} = 1,96 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]} \text{ (apartado 6.5.5.1)}$$

La velocidad de paso de los gases de escape es, por tanto:

$$v_{int} = 14,44 \text{ [m/s]}$$

Sustituyendo todos los valores en la Ecuación (38), se obtiene que el número de Reynolds para el fluido interno tiene un valor igual a:

$$Re_{int} = 13.066,35 \text{ []}$$

- Cálculo del número de Prandtl del fluido interno, Pr_{int} :

El número de Prandtl particularizando para el fluido interno, se define mediante la Ecuación (39) como:

$$Pr_{int} = \frac{Cp_{int} \cdot \mu_{int}}{k_{int}}$$

Datos:

$$\mu_{int} = 311,812 \cdot 10^{-7} \text{ [Ns/m}^2\text{]} \text{ (apartado 6.5.5.1);}$$

El calor específico y la conductividad térmica de los gases de escape evaluados a temperatura media \bar{T}_{GE} , tienen un valor, respectivamente de:

$$Cp_{int} = 1,0553 \cdot 10^3 \text{ [J/kgK]} \text{ y } k_{int} = 47,91 \cdot 10^{-3} \text{ [W/mK]}$$

Sustituyendo los valores en la Ecuación (39), se obtiene que el número de Prandtl para el fluido interno tiene un valor igual a:

$$Pr_{int} = 0,69 \text{ []}$$

- Cálculo del número de Nusselt del fluido interno, Nu_{int} :

La correlación empírica a emplear par el cálculo del número de Nusselt en este caso es la *correlación de Dittus-Boelter*, particularizada para el caso de enfriamiento ($n=0,3$), Ecuación (24):

$$Nu_{int} = 0,023 \cdot Re_{int}^{4/5} \cdot Pr_{int}^{0,3}$$

Siendo las condiciones de aplicación:

$$0,6 \leq Pr_{int} \leq 160$$

$$Re_{int} \geq 10.000$$

$$\frac{L}{D_i} \geq 10$$

Datos:

$$Re_{int} = 13.066,35 []; Pr_{int} = 0,69 [] \text{ (apartado 6.5.5.1);}$$

Se comprueba, en este punto, que las condiciones de aplicación para el número de Reynolds y el número de Prandtl se cumplen. La condición para la relación entre la longitud de intercambio y el diámetro interno, deberá ser evaluada al término de los cálculos, una vez obtenida la longitud del intercambiador (*véase apartado 6.5.7*).

$$0,6 \leq Pr_{int} = 0,69 \leq 160$$

$$Re_{int} = 13.066,35 \geq 10.000$$

Sustituyendo los valores en la Ecuación (24), se obtiene que el número de Nusselt para el fluido interno tiene un valor igual a:

$$Nu_{int} = 40,39 []$$

- Cálculo del coeficiente de convección del fluido interno, h_{int} :

El coeficiente de convección particularizando para el fluido interno, se define mediante la Ecuación (40) como:

$$h_{int} = \frac{k_{int}}{D_i} \cdot Nu_{int}$$

Datos:

$$D_i = 0,05 [m] \text{ (apartado 6.5.2); } k_{int} = 47,91 \cdot 10^{-3} [W/mK]; Nu_{int} = 40,39 [] \text{ (apartado 6.5.5.1).}$$

Sustituyendo los valores en la Ecuación (40), se obtiene que el coeficiente convectivo para el fluido interno tiene un valor igual a:

$$h_{\text{int}} = 38,70 \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

6.5.5.2 Cálculo del coeficiente convectivo externo

Análogamente al apartado 6.5.5.1, para determinar el coeficiente convectivo externo, los mismos parámetros deben calcularse previamente.

- Cálculo del área de paso externa, A_{ce} :

A diferencia de los gases de escape, el agua (fluido externo) no circula por un conducto de sección circular. La sección que atraviesa el agua a su paso se ha definido gráficamente en la Figura 10.

Por tanto, el área de paso externa vendrá dada por la siguiente expresión:

$$A_{ce} = A_{cc} - N^{\circ} \text{ tubos} \cdot A_{ct} \text{ [m}^2\text{]} \quad (48)$$

donde:

A_{cc} es el área interna total de carcasa en [m²]:

$$A_{cc} = \text{ancho} \cdot \text{alto} \quad (49)$$

A_{ct} es el área externa total de tubo en [m²]:

$$A_{ct} = \frac{\pi \cdot D_e^2}{4} \quad (50)$$

Datos:

$N^{\circ} \text{ tubos} = 3$; $D_e = 0,055 \text{ [m]}$, $\text{ancho} = 0,185 \text{ [m]}$, $\text{alto} = 0,065 \text{ [m]}$

(apartado 6.5.3).

Sustituyendo en la Ecuación (49), se obtiene que el área interna total de carcasa tiene un valor igual a:

$$A_{cc} = 0,012 \text{ [m}^2\text{]}$$

Sustituyendo en la Ecuación (50), se obtiene que el área externa total de tubo tiene un valor igual a:

$$A_{ct} = 2,37 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]}$$

Finalmente, sustituyendo todos los valores en la Ecuación (48), el área de paso externa del fluido exterior es igual a:

$$A_{ce} = 4,89 \cdot 10^{-3}$$

- Cálculo del número de Reynolds del fluido externo, Re_{ext} :

El número de Reynolds particularizando para el fluido externo, se define mediante la Ecuación (42) como:

$$Re_{ext} = \frac{\rho_{ext} \cdot v_{ext} \cdot D_{eq}}{\mu_{ext}}$$

La densidad y la viscosidad dinámica del agua evaluadas a temperatura media \bar{T}_{agua} , tienen un valor respectivamente de: $\rho_{ext} = 900,374 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ y $\mu_{ext} = 161,5 \cdot 10^{-6} \text{ [Ns/m}^2\text{]}$

La Ecuación (21), permite obtener la velocidad de paso del agua, según:

$$v_{ext} = \frac{\dot{m}_{agua}}{A_{ce} \cdot \rho_{ext}}$$

Datos:

$$\dot{m}_{agua} = 0,163 \text{ [kg/s]} \quad (\text{apartado } 5.2); \quad A_{ce} = 4,89 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]};$$

$$\rho_{ext} = 900,374 \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (\text{apartado } 6.5.5.2)$$

La velocidad de paso del agua es, por tanto:

$$v_{ext} = 0,037 \text{ [m/s]}$$

La expresión para calcular el diámetro equivalente externo, D_{eq} (diámetro característico de paso D , para el conducto no circular) se en muestra la Ecuación (25)

$$D_{eq} = 4 \cdot \frac{A_{ce}}{P_e}$$

Datos:

$$A_{ce} = 4,89 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]} \quad (\text{apartado } 6.5.5.2).$$

El perímetro mojado por el fluido externo P_e , se define en este caso, como la suma del perímetro interior de la carcasa más el perímetro exterior de los tubos, esto es:

$$P_e = [2 \cdot (\text{ancho} + \text{alto})] + [N^{\circ} \text{ tubos} \cdot \pi \cdot D_e] [\text{m}] \quad (51)$$

Datos:

$N^{\circ} \text{ tubos} = 3$; $D_e = 0,055$ [m], $\text{ancho} = 0,185$ [m], $\text{alto} = 0,065$ [m], (apartado 6.5.3)

El perímetro mojado por el agua es, por tanto:

$$P_e = 1,0184 \text{ [m]}$$

Particularizando la Ecuación (25) con los valores obtenidos, se obtiene un diámetro externo equivalente para el agua de:

$$D_{eq} = 0,0192 \text{ [m]}$$

Sustituyendo todos los valores en la Ecuación (42), el número de Reynolds para el fluido externo tiene un valor igual a:

$$\text{Re}_{ext} = 3.975,29 \text{ []}$$

- Cálculo del número de Prandtl del fluido externo, Pr_{ext} :

El número de Prandtl particularizando para el fluido externo, se define mediante la Ecuación (44) como:

$$\text{Pr}_{ext} = \frac{Cp_{ext} \cdot \mu_{ext}}{k_{ext}}$$

Datos:

$\mu_{ext} = 161,5 \cdot 10^{-6}$ [Ns/m²] (apartado 6.5.5.2);

El calor específico y la conductividad térmica del agua evaluados a temperatura media \bar{T}_{agua} , tienen un valor, respectivamente de:

$Cp_{ext} = 4,362 \cdot 10^3$ [J/kgK] y $k_{ext} = 681,8 \cdot 10^{-3}$ [W/mK]

Sustituyendo los valores en la Ecuación (44), se obtiene que el número de Prandtl para el fluido externo tiene un valor igual a:

$$\text{Pr}_{ext} = 1,033 []$$

- **Cálculo del número de Nusselt del fluido externo, Nu_{ext} :**

La correlación empírica a emplear par el cálculo del número de Nusselt en este caso es la *correlación de Gnielinski*, Ecuación (26):

$$Nu_{ext} = \frac{\left(\frac{f_{ext}}{8}\right) \cdot (\text{Re}_{ext} - 1000) \cdot \text{Pr}_{ext}}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f_{ext}}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\text{Pr}_{ext}^{\frac{2}{3}} - 1\right)}$$

Siendo las condiciones de aplicación:

$$0,5 \leq \text{Pr}_{ext} \leq 2.000$$

$$3 \cdot 10^3 \leq \text{Re}_{ext} \leq 5 \cdot 10^6$$

Datos:

$$\text{Re}_{ext} = 3.975,29 []; \text{Pr}_{ext} = 1,033 [] \text{ (apartado 6.5.5.2).}$$

Para calcular el factor de fricción, se utiliza la Ecuación (27), particularizada para el fluido externo:

$$f_{ext} = (0,790 \cdot \ln \text{Re}_{ext} - 1,64)^{-2} [], \text{ para } 3 \cdot 10^3 \leq \text{Re}_{ext} \leq 5 \cdot 10^6$$

Datos:

$$\text{Re}_{ext} = 3.975,29 [] \text{ (apartado 6.5.5.2)}$$

El factor de fricción para el agua es, por tanto:

$$f_{ext} = 0,0415 []$$

Se comprueba, en este punto, que las condiciones de aplicación para el número de Reynolds y el número de Prandtl se cumplen:

$$0,5 \leq \text{Pr}_{ext} = 1,033 \leq 2.000$$

$$3 \cdot 10^3 \leq \text{Re}_{ext} = 3.975,29 \leq 5 \cdot 10^6$$

Sustituyendo los valores en la Ecuación (26), se obtiene que el número de Nusselt para el fluido externo tiene un valor igual a:

$$Nu_{ext} = 15,63 []$$

- Cálculo del coeficiente de convección del fluido externo, h_{ext} :

El coeficiente de convección particularizando para el fluido externo, se define mediante la Ecuación (45) como:

$$h_{ext} = \frac{k_{ext}}{D_{eq}} \cdot Nu_{ext}$$

Datos:

$D_{eq} = 0,0192 [m]$; $k_{ext} = 681,8 \cdot 10^{-3} [W/mK]$; $Nu_{ext} = 15,63 []$ (apartado 6.5.5.2).

Sustituyendo los valores en la Ecuación (45), se obtiene que el coeficiente convectivo para el fluido externo tiene un valor igual a:

$$h_{ext} = 554,16 [W/m^2K]$$

6.5.6 Cálculo de la longitud del intercambiador

Una vez obtenidos todos los parámetros de las resistencias térmicas del circuito de la Figura 7, se puede determinar la longitud del intercambiador necesaria a través Ecuación (29), particularizada para el problema en estudio:

$$L = \frac{\dot{Q}_{tub}}{\Delta T_{lm}} \left[\frac{1}{h_{int} \cdot \pi \cdot D_i} + \frac{R''_{f,GE}}{\pi \cdot D_i} + \frac{Ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{material}} + \frac{R''_{f,agua}}{\pi \cdot D_e} + \frac{1}{h_{ext} \cdot \pi \cdot D_e} \right]$$

Datos:

$$\dot{Q}_{tub} = 3.566,67 [W] \text{ (apartado 6.5)}$$

$$\frac{Ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{material}} = \frac{Ln\left(\frac{0,055}{0,05}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 18,67} [Km/W] \text{ (apartado 6.5.4)}$$

$$\frac{R''_{f,GE}}{\pi \cdot D_i} = \frac{0,01}{\pi \cdot 0,05} [\text{Km/W}]; \quad \frac{R''_{f,agua}}{\pi \cdot D_e} = \frac{0,001}{\pi \cdot 0,055} [\text{Km/W}] \text{ (apartado 6.5.4)}$$

$$\frac{1}{h_{int} \cdot \pi \cdot D_i} = \frac{1}{38,70 \cdot \pi \cdot 0,05} [\text{Km/W}]; \quad \frac{1}{h_{ext} \cdot \pi \cdot D_e} = \frac{1}{554,16 \cdot \pi \cdot 0,055} [\text{Km/W}]$$

(apartados 6.5.4 y 6.5.5)

La diferencia de temperatura media logarítmica ΔT_{lm} , se define a través de la Ecuación (4) y se representa gráficamente en la Figura 6:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

donde:

$$\Delta T_1 = T_{e_{GE}} - T_{s_{agua}}$$

$$\Delta T_2 = T_{s_{GE}} - T_{e_{agua}}$$

Datos:

$$T_{e_{GE}} = 450 \text{ } [^{\circ}\text{C}]; \quad T_{s_{agua}} = 175 \text{ } [^{\circ}\text{C}] \text{ (Tabla 1)} \rightarrow \Delta T_1 = 275 \text{ } [\text{K}].$$

$$T_{s_{GE}} = 240 \text{ } [^{\circ}\text{C}]; \quad T_{e_{agua}} = 160 \text{ } [^{\circ}\text{C}] \text{ (Tabla 1)} \rightarrow \Delta T_2 = 80 \text{ } [\text{K}].$$

La diferencia de temperatura media logarítmica es, por tanto:

$$\Delta T_{lm} = 157,93 \text{ } [\text{K}]$$

Sustituyendo todos los valores en la Ecuación (29) particularizada para el problema en estudio, se obtiene finalmente el valor de la longitud del intercambiador:

$$L = 5,54 \text{ } [\text{m}]$$

6.5.7 Discusión de la idoneidad de las consideraciones de régimen y tipo de fluido asumidas.

Calculada la longitud de intercambio, es necesario comprobar si las consideraciones de régimen y tipo de fluido asumidas para cada uno de los fluidos de trabajo se cumplen (apartado 6.2.1).

- Fluido interno, gases de escape:

Las consideraciones para con los gases de escape han sido:

- *Régimen turbulento*, $Re \geq 10.000$
- *Flujo completamente desarrollado: longitud de entrada* $x = 10 \cdot D < L$

Datos:

$D = D_i = 0,05$ [m] (apartado 6.5.2); $Re = Re_{int} = 13.066,35$ [] (apartado 6.5.5.1);
 $L = 5,54$ [m] (apartado 6.5.6);

Se comprueba, así, que las consideraciones son correctas, pues:

- $Re_{int} = 13.066,35 \geq 10.000$
- $x = 10 \cdot D_i = 0,5 < L = 5,54$

El cumplimiento de la condición de flujo completamente desarrollado, $x = 10 \cdot D_i = 0,5 < L = 5,54$, verifica así mismo, la condición entre la relación de la longitud de intercambio y el diámetro interno necesaria para la aplicación de la *correlación de Dittus-Boelter* (apartado 6.5.5.1), $\frac{L}{D_i} \geq 10$, pues:

$$\frac{L}{D_i} = 110,8 \geq 10$$

- Fluido externo, agua:

Las consideraciones para con el agua han sido:

- *Régimen de transición*, $2.300 \leq Re \leq 10.000$
- *Flujo completamente desarrollado: longitud de entrada* $x = 10 \cdot D < L$

Datos:

$D = D_{eq} = 0,0192$ [m]; $Re = Re_{ext} = 3.975,29$ [] (apartado 6.5.5.2); $L = 5,54$ [m]
(apartado 6.5.6);

Se comprueba, así, que las consideraciones son correctas, pues:

- $2.300 \leq Re_{ext} = 3.975,29 \leq 10.000$
- $x = 10 \cdot D_{eq} = 0,192 < L = 5,54$

6.5.8 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

A continuación se calcula el coeficiente global de transferencia de calor, U , basado en el área superficial externa de tubo.

Con este cálculo, se obtiene una idea de la eficiencia del diseño.

La expresión que permite obtener U , viene dada en la Ecuación (30):

$$U = \frac{1}{\left[\frac{1}{h_{\text{int}} \cdot \pi \cdot D_i} + \frac{R''_{f,GE}}{\pi \cdot D_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{\text{material}}} + \frac{R''_{f,agua}}{\pi \cdot D_e} + \frac{1}{h_{\text{ext}} \cdot \pi \cdot D_e} \right]} \cdot \pi \cdot D_e$$

Datos:

$$D_e = 0,055 \text{ [m]} \text{ (apartado 6.5.3)}$$

$$\frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{\text{material}}} = \frac{\ln\left(\frac{0,055}{0,05}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 18,67} \text{ [Km/W]} \text{ (apartado 6.5.4)}$$

$$\frac{R''_{f,GE}}{\pi \cdot D_i} = \frac{0,01}{\pi \cdot 0,05} \text{ [Km/W]}; \quad \frac{R''_{f,agua}}{\pi \cdot D_e} = \frac{0,001}{\pi \cdot 0,055} \text{ [Km/W]} \text{ (apartado 6.5.4)}$$

$$\frac{1}{h_{\text{int}} \cdot \pi \cdot D_i} = \frac{1}{38,70 \cdot \pi \cdot 0,05} \text{ [Km/W]}; \quad \frac{1}{h_{\text{ext}} \cdot \pi \cdot D_e} = \frac{1}{554,16 \cdot \pi \cdot 0,055} \text{ [Km/W]} \text{ (apartados 6.5.4 y 6.5.5)}$$

Sustituyendo los valores en la Ecuación (30), se obtiene que el coeficiente global de transferencia de calor tiene un valor igual a:

$$U = 23,60 \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

6.5.9 Cálculo de las pérdidas de carga de los fluidos de trabajo

A continuación se evalúa la pérdida de carga experimentada por cada uno de los fluidos de trabajo a su paso por el intercambiador.

6.5.9.1 Cálculo de la pérdida de carga experimentada por el fluido interno

La pérdida de carga del fluido interno se calcula mediante la Ecuación (32):

$$\Delta P_{\text{int}} = f_{\text{int}} \cdot \frac{\rho_{\text{int}} \cdot v_{\text{int}}^2}{2 \cdot D_i} \cdot L$$

Datos:

$D_i = 0,05$ [m], $\rho_{\text{int}} = 0,5643$ [kg/m³] (*apartado 6.5.2*); $v_{\text{int}} = 14,44$ [m/s] (*apartado 6.5.5.1*); $L = 5,54$ [m] (*apartado 6.5.6*)

Para calcular el factor de fricción, se utiliza la Ecuación (27), particularizada para el fluido interno:

$$f_{\text{int}} = (0,790 \cdot \ln \text{Re}_{\text{int}} - 1,64)^{-2}$$

Datos:

$\text{Re}_{\text{int}} = 13.066,35$ [] (*apartado 6.5.5.1*)

El factor de fricción para los gases de escape es, por tanto:

$$f_{\text{int}} = 0,0292 []$$

Sustituyendo los valores en la Ecuación (32), se obtiene que la pérdida de carga experimentada por los gases de escape tiene un valor igual a:

$$\Delta P_{\text{int}} = 190,56 \text{ [Pa]}$$

6.5.9.2 Cálculo de la pérdida de carga experimentada por el fluido externo

La pérdida de carga del fluido externo se calcula mediante la Ecuación (33):

$$\Delta P_{\text{ext}} = f_{\text{ext}} \cdot \frac{\rho_{\text{ext}} \cdot v_{\text{ext}}^2}{2 \cdot D_{eq}} \cdot L$$

Datos:

$\rho_{ext} = 900,374 \text{ [kg/m}^3\text{]}$, $v_{ext} = 0,037 \text{ [m/s]}$, $D_{eq} = 0,0192 \text{ [m]}$, $f_{ext} = 0,0415 \text{ [$
 $\text{]} \text{ (apartado 6.5.5.2); } L = 5,54 \text{ [m] (apartado 6.5.6)}$

Sustituyendo los valores en la Ecuación (33), se obtiene que la pérdida de carga experimentada por el agua tiene un valor igual a:

$$\Delta P_{ext} = 7,39 \text{ [Pa]}$$

6.5.10 Discusión del cumplimiento del límite de pérdida de carga máximo admisible

En último lugar, se verifica si se cumplen con las exigencias del sistema, impuestas por la pérdida de carga máxima admisible para los gases de escape:

$$\Delta P_{int} < 300 \text{ [Pa]}$$

Datos:

$$\Delta P_{int} = 190,56 \text{ [Pa]} \text{ (apartado 6.5.9.1)}$$

Se comprueba, así, el cumplimiento del límite de pérdida de carga máximo admisible, pues:

$$\Delta P_{int} = 190,56 < 300 \text{ [Pa]}$$

Se puede concluir, en este punto, que los parámetros calculados son válidos y el diseño del intercambiador correcto

6.5.11 Resultados

En la Tabla 4 se recogen los resultados más representativos obtenidos en las diferentes iteraciones de cálculo. Los resultados del cálculo optimizado se resaltan en *negrita*.

Tabla 4. Resultados obtenidos en diferentes iteraciones para el intercambiador de calor de tres (3) tubos.

| | Di [cm] | vi [m/s] | L [m] | U [W/m ² K] | ΔPi [Pa] | ΔPe [Pa] |
|------------------|-------------|--------------|-------------|---------------------------|---------------|-------------|
| Iterac. 1 | 6,00 | 10,03 | 5,87 | 18,83 | 85,32 | 4,84 |
| Iterac. 2 | 4,00 | 22,56 | 5,31 | 30,09 | 525,28 | 12,28 |
| Iterac. 3 | 5,00 | 14,44 | 5,54 | 23,60 | 190,56 | 7,39 |
| Iterac. 4 | 4,50 | 17,83 | 5,40 | 26,60 | 305,96 | 9,34 |

Los resultados obtenidos, reflejan las mismas observaciones que se desprendían en el cálculo del intercambiador monotubular, en relación a la pérdida de carga (*apartado 6.4.11*):

$$\uparrow \Delta P \Rightarrow \begin{cases} \downarrow L, \uparrow U \\ \uparrow v, \downarrow D_i \end{cases}$$

En el caso en estudio, el mejor resultado corresponde a los cálculos realizados en la iteración 3, donde se obtiene el mayor valor del coeficiente global de transferencia de calor (mayor eficiencia) y la menor longitud de intercambio, cumpliendo con la limitación de pérdida de carga máxima admisible ($\Delta P_{\text{int}} < 300$ [Pa]):

✓ *Iteración 3:*

- ❖ $D_i = 0,05$ [m]
- ❖ $v_{\text{int}} = 14,44$ [m/s]
- ❖ $L = 5,54$ [m]
- ❖ $U = 23,60$ [W/m²K]
- ❖ $\Delta P_{\text{int}} = 190,56$ [Pa]
- ❖ $\Delta P_{\text{ext}} = 7,39$ [Pa]

El diseño del intercambiador de tres (3) tubos propuesto cumple con las exigencias de operación requeridas, y además proporciona un valor para la longitud de intercambio de unos 5,5 [m], reduciendo casi a la mitad la longitud necesaria en el intercambiador monotubular. Se obtiene, por tanto, un diseño viable para la aplicación práctica, en la aproximación de cálculo empleada en este apartado.

CAPÍTULO 7. CÁLCULO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

En el capítulo anterior (*CAPÍTULO 6*) se ha determinado el diseño y las dimensiones del intercambiador de calor más apropiado para los requerimientos de la instalación en estudio, siendo este un intercambiador de calor de tres (3) tubos y carcasa, con los gases de escape como fluido interior, agua como fluido exterior y flujo en contracorriente.

En el proceso llevado a cabo para el cálculo aproximado realizado en el *CAPÍTULO 6* se ha considerado que cada fluido se encontraba a la temperatura media entre su entrada y salida para simplificar el cálculo, ya que a priori no son conocidas las temperaturas de entrada y salida de los fluidos en cada punto. Sin embargo, la diferencia de temperaturas que sufren los fluidos, y la evaluación de las propiedades de estos a la temperatura media entre la entrada y la salida, puede producir que el cálculo del intercambiador en un solo paso no proporcione resultados ajustados. Con el fin de obtener resultados más exactos, se considera y es objeto de este capítulo el cálculo del intercambiador dividido en cincuenta (50) secciones.

La filosofía y desarrollo de cálculo son los mismos que los descritos en el *apartado 6.2*, particularizados para el intercambiador de tres (3) tubos, pero integrando un proceso de cálculo iterativo que permita determinar el intercambiador en cada una de las cincuenta (50) secciones de trabajo; para ello se elige el programa Mathcad donde se van a desarrollar y programar los distintos cálculos.

La incógnita a determinar sigue siendo el área de intercambio necesaria para transferir la potencia recuperada de 10,7 kW (Tabla 1), que se obtendrá a través del programa de cálculo, determinando en primer lugar la sección de la carcasa y posteriormente la longitud de tubo necesaria para intercambiar entre los fluidos la potencia establecida.

A continuación se desarrolla el proceso de cálculo para el modelo de intercambiador seleccionado, esto es gases de escape como fluido interior y flujo en contracorriente, para un intercambiador de tres (3) tubos y carcasa rectangular con los parámetros geométricos optimizados obtenidos en el *apartado 6.5*, y que se resumen a continuación:

- Geometría de tubo:

- Diámetro interior: $D_i = 0,05$ [m]
- Diámetro exterior: $D_e = 0,055$ [m]
- Espesor: $e = 0,0025$ [m]

- Geometría de la carcasa y exterior del tubo:

- *ancho* = 0,185 [m]
- *alto* = 0,065 [m]

7.1 Cálculo térmico

El cálculo térmico puede descomponerse, asimismo, en cuatro procesos de cálculo de naturaleza iterativa:

- I. Cálculo de las temperaturas de entrada y salida del fluido interior y del fluido exterior asociadas a cada sección del intercambiador.
- II. Cálculo del coeficiente convectivo interno y los parámetros asociados al fluido interior.
- III. Cálculo del coeficiente convectivo externo y los parámetros asociados al fluido exterior.
- IV. Cálculo de los parámetros generales del intercambiador.

Se desarrolla a continuación cada uno de los procesos en detalle.

7.1.1 Cálculo de las temperaturas de entrada y salida del fluido interior y del fluido exterior asociadas a cada sección del intercambiador

Conocidos los gastos másicos asociados a cada fluido, así como la potencia intercambiada por sección y por tubo y las temperaturas de entrada y salida de los dos fluidos en el intercambiador, se define cada una de las cincuenta (50) secciones del intercambiador según la Figura 11:

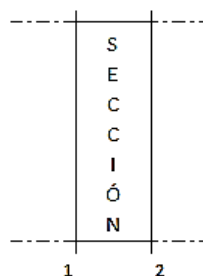


Figura 11. Sección de intercambio.

Particularizando la Ecuación (1) de la siguiente forma: $\dot{Q}_{sectub} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T$, y estableciendo la temperatura en 1 de la primera sección se procede a despejar la temperatura en 2 en cada sección de forma sucesiva, en un proceso para los gases de escape y en otro para el agua. De esta forma se obtienen, en todas las secciones del intercambiador, las temperaturas de entrada y salida de cada uno de los fluidos.

Nótese que el calor específico, C_p , debe ser evaluado, para cada uno de los fluidos, a la temperatura media de la sección del intercambiador que se esté

analizando en cada caso, por lo que se hace necesario un proceso iterativo de cálculo en cada sección con el fin de ajustar la temperatura media.

7.1.1.1 Diagrama de flujo del método iterativo de resolución

El diagrama de flujo para resolver el problema descrito en el apartado 7.1.1, se muestra en la Figura 12, de forma general para dos procesos: cálculo de las temperaturas de los gases de escape y del agua.

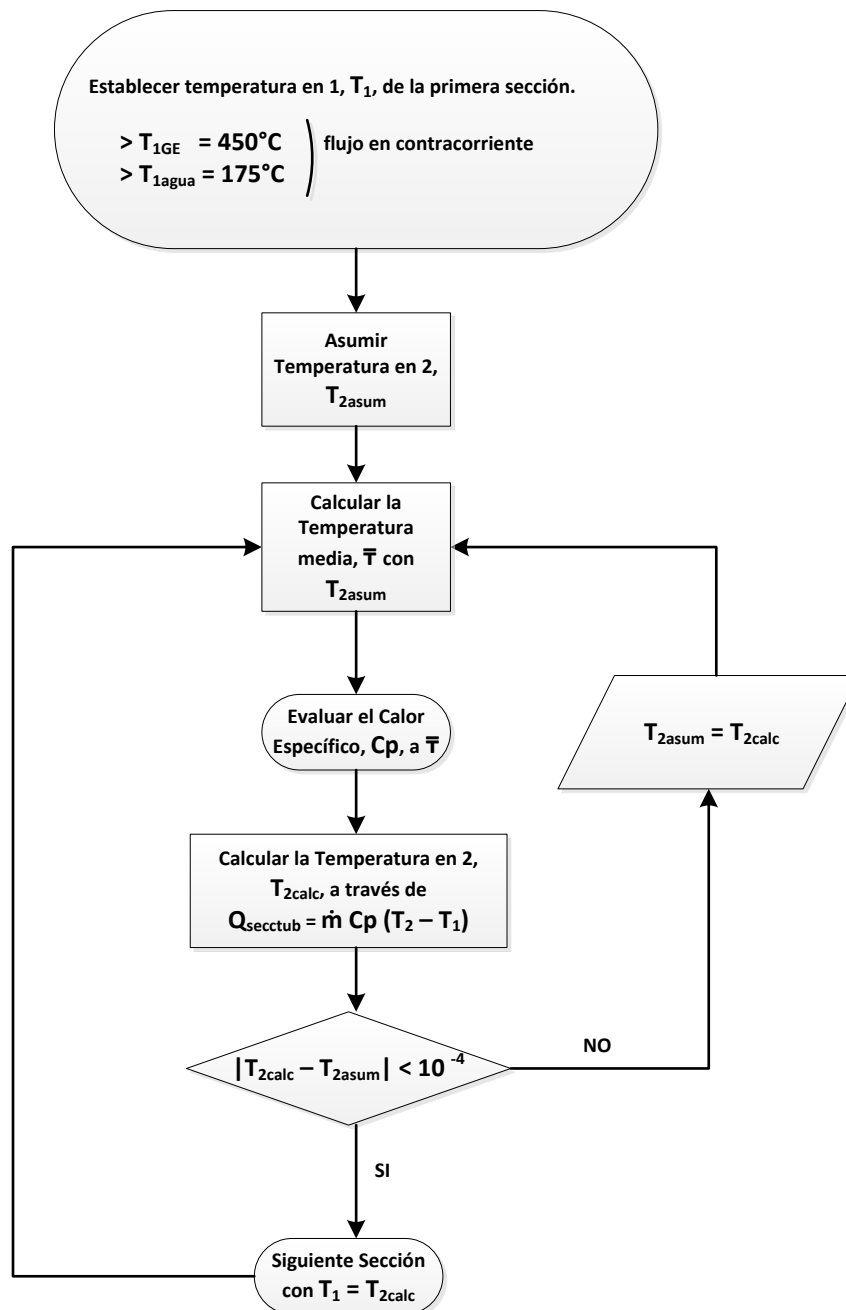


Figura 12. Diagrama de flujo del método iterativo de solución para el cálculo de las temperaturas de entrada y salida de los fluidos en cada sección de trabajo.

7.1.2 Cálculo del coeficiente convectivo interno y los parámetros asociados al fluido interior

El coeficiente convectivo interno se obtiene a partir de la Ecuación (40):

$$h_{\text{int}} = \frac{k_{\text{int}}}{D_i} \cdot Nu_{\text{int}}$$

Para calcular el número de Nusselt, Nu_{int} , se usa la *correlación de Dittus-Boelter* para enfriamiento ($n=0,3$), Ecuación (24):

$$Nu_{\text{int}} = 0,023 \cdot Re_{\text{int}}^{4/5} \cdot Pr_{\text{int}}^{0,3}$$

Para usar la Ecuación (24), es necesario calcular el número de Prandtl, Pr_{int} , así como el número de Reynolds, Re_{int} , definidos respectivamente a través de la Ecuación (39) y la Ecuación (38):

$$Pr_{\text{int}} = \frac{Cp_{\text{int}} \cdot \mu_{\text{int}}}{k_{\text{int}}} \quad Re_{\text{int}} = \frac{\rho_{\text{int}} \cdot v_{\text{int}} \cdot D_i}{\mu_{\text{int}}}$$

Es importante resaltar que, en este caso, todas las propiedades físicas de los gases de escape van a ser evaluadas a la temperatura media de cada sección de trabajo del intercambiador, por lo que se hace necesario interpolar en cada sección del intercambiador.

Asimismo, para determinar la velocidad de los gases de escape por el interior de tubo, v_{int} , se empleará la Ecuación (21), según el apartado 6.5.5.1

$$v_{\text{int}} = \frac{\dot{m}_{GEtub}}{A_{ci} \cdot \rho_{\text{int}}}$$

Nótese, que el gasto másico empleado, \dot{m}_{GEtub} , no es el total, sino el correspondiente a cada tubo, pues se está evaluando la expresión con el área A_{ci} (Ecuación (22)), que corresponde con el área interna de paso asociada a cada tubo.

Determinados el número de Reynolds y el número de Prandtl, se puede calcular el número de Nusselt y con él el coeficiente convectivo interno, h_{int} .

El proceso descrito es realizado para cada sección de trabajo del intercambiador, obteniéndose el coeficiente convectivo interno para cada una de ellas.

7.1.2.1 Diagrama de flujo del método de resolución

El diagrama de flujo para resolver el problema descrito en el *apartado 7.1.2*, se muestra en la

Figura 13. El diagrama de resolución mostrado se repite para cada una de las cincuenta (50) secciones de trabajo en las que se ha dividido el cálculo del intercambiador.

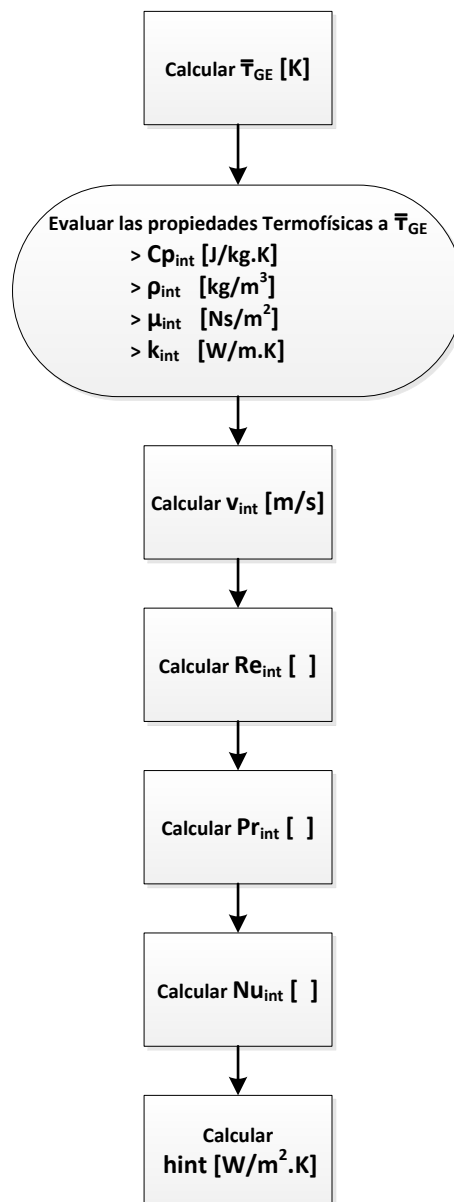


Figura 13. Diagrama de flujo del método de resolución para el cálculo del coeficiente convectivo interno y los parámetros asociados al fluido interior.

7.1.3 Cálculo del coeficiente convectivo externo, los parámetros asociados al fluido exterior y los parámetros generales del intercambiador

El proceso de cálculo para obtener el coeficiente convectivo externo, h_{ext} , va a permitir a su vez, calcular la longitud asociada a cada sección de trabajo del intercambiador l_{sec} , y posteriormente el coeficiente global de transferencia de calor, U .

En este proceso, hay que tener en cuenta una serie de consideraciones importantes:

- El área de intercambio no tiene que ser la misma en cada sección de trabajo del intercambiador, lo que se traduce en que la longitud asociada a cada sección de trabajo no va a tener siempre el mismo valor. La razón radica en que, aunque se ha definido que en cada sección de trabajo se intercambie la misma potencia, las propiedades de los fluidos van a cambiar debido a las variaciones de temperatura de una sección a otra, provocando la variación del coeficiente convectivo y ésta, a su vez, la del área de intercambio en las secciones de trabajo.
- En cálculo del fluido exterior, se da un nuevo paso y dos nuevas variables son definidas y calculadas, las temperaturas interna y externa de la pared del tubo, $T_{p_{int}}$ y $T_{p_{ext}}$. Las propiedades físicas serán evaluadas a Temperatura de película, T_f , que se define como la media entre la temperatura de la pared exterior del tubo y la temperatura media del fluido en cada sección.

Dicho esto, se implementará un proceso de cálculo iterativo para determinar los parámetros y variables del fluido externo.

Nótese que en las iteraciones ha de incluirse el cálculo de las propiedades del fluido, pues la temperatura de película, T_f , debe ser obtenida mediante iteración, así como todas las variables relevantes.

El planteamiento del programa de cálculo diseñado para este proceso iterativo se explica a continuación:

- Inicialización del proceso

En primera instancia no se cuenta con un valor para la temperatura de película, pues es función de la temperatura de pared exterior del tubo, que tampoco es conocida.

Se hace necesario, por tanto, inicializar el proceso para cada sección de trabajo del intercambiador, tomando como valor inicial para la temperatura de pared exterior del tubo el valor de la temperatura media del fluido exterior:

$$Tp_{ext} = \bar{T}_{agua} \text{ [K]}$$

donde:

\bar{T}_{agua} es la temperatura media del agua de la sección de trabajo en [K], que se obtiene a partir del proceso definido en el *apartado 7.1.1.*

Utilizando el mismo criterio, se inicializa también la temperatura de pared interior del tubo, tomando como valor inicial el valor de la temperatura media del fluido interno:

$$Tp_{int} = \bar{T}_{GE} \text{ [K]}$$

donde:

\bar{T}_{GE} es la temperatura media de los gases de escape de la sección de trabajo en [K], que se obtiene a partir del proceso definido en el *apartado 7.1.1.*

- Proceso generalizado para todas las iteraciones

Una vez definidas las temperaturas de pared del tubo, se inicia el proceso de iteración para cada sección de trabajo del intercambiador.

El proceso se puede generalizar para todas las iteraciones, siguiendo la siguiente secuencia de actuación:

- Cálculo de la *Temperatura de película*, Tf , según la expresión:

$$Tf = \frac{\bar{T}_{agua} + Tp_{ext}}{2} \text{ [K]} \quad (52)$$

donde:

\bar{T}_{agua} es la temperatura media del agua de la sección de trabajo en [K], obtenida a partir del proceso definido en el *apartado 7.1.1.*

Tp_{ext} es la temperatura de pared exterior de tubo en [K].

La *Temperatura de película*, T_f , se evalúa con la temperatura de pared exterior del tubo, $T_{p_{ext}}$, obtenida, primero del valor inicial tomado (*apartado 7.1.3*) y después de su valor calculado en la iteración anterior.

- Evaluación de las *propiedades* del fluido exterior, el agua, mediante interpolación con la temperatura de película, T_f , obtenida.
- Cálculo de la *velocidad* del fluido exterior, v_{ext} , a través de la Ecuación (21), según el *apartado 6.5.5.2*.

$$v_{ext} = \frac{\dot{m}_{agua}}{A_{ce} \cdot \rho_{ext}}$$

Nótese, que en este caso el gasto másico de agua usado, \dot{m}_{agua} , es el gasto total, pues se está evaluando la expresión con el área A_{ce} (Ecuación (48)), que corresponde con el total del área de paso disponible para el fluido externo.

- Cálculo del *número de Reynolds* del fluido exterior, Re_{ext} , a través de la Ecuación (42):

$$Re_{ext} = \frac{\rho_{ext} \cdot v_{ext} \cdot D_{eq}}{\mu_{ext}}$$

- Cálculo del *número de Prandtl* del fluido exterior, Pr_{ext} , a través de la Ecuación (44):

$$Pr_{ext} = \frac{Cp_{ext} \cdot \mu_{ext}}{k_{ext}}$$

- Cálculo del *número de Nusselt* del fluido exterior, Nu_{ext} , a través de la *correlación de Gnielinski*, Ecuación (26):

$$Nu_{ext} = \frac{\left(\frac{f_{ext}}{8}\right) \cdot (Re_{ext} - 1000) \cdot Pr_{ext}}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f_{ext}}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(Pr_{ext}^{\frac{2}{3}} - 1\right)}$$

Para usar la *correlación de Gnielinski* es necesario calcular el factor de fricción, f_{ext} , definido a través de la Ecuación (27) particularizada para el fluido externo:

$$f_{ext} = (0,790 \cdot \ln \text{Re}_{ext} - 1,64)^{-2} \quad [\quad], \text{ para } 3 \cdot 10^3 \leq \text{Re}_{ext} \leq 5 \cdot 10^6$$

- Cálculo del *coeficiente convectivo externo*, h_{ext} , a través de la Ecuación (45), definida en el apartado 6.5.5.2.

$$h_{ext} = \frac{k_{ext}}{D_{eq}} \cdot Nu_{ext}$$

- Cálculo de la *longitud de cada sección de trabajo*, $l_{sec c}$.

El cálculo de la longitud de cada sección tal que sea intercambiada la potencia necesaria, se efectúa a través de la Ecuación (29), particularizada para el problema en estudio:

$$l_{sec c} = \frac{\dot{Q}_{sec tub}}{\Delta T_{lm}} \left[\frac{1}{h_{int} \cdot \pi \cdot D_i} + \frac{R''_{f,GE}}{\pi \cdot D_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{material}} + \frac{R''_{f,agua}}{\pi \cdot D_e} + \frac{1}{h_{ext} \cdot \pi \cdot D_e} \right]$$

Nótese, que la *conductividad térmica del material del tubo*, $k_{material}$, se evalúa ahora a partir de la *temperatura media de pared de tubo*, $\frac{Tp_{int} + Tp_{ext}}{2}$ donde Tp_{int} y Tp_{ext} son las *temperaturas de pared del tubo interna y externa respectivamente*.

La *diferencia de temperatura media logarítmica*, ΔT_{lm} , definida mediante la Ecuación (4), se calcula con las *temperaturas de entrada y salida de los fluidos en cada sección de trabajo* obtenidas en el apartado 7.1.1.

- Cálculo del *coeficiente global de transferencia de calor*, U , basado en el área superficial externa de tubo, a través de la Ecuación (30):

$$U = \frac{1}{\left[\frac{1}{h_{int} \cdot \pi \cdot D_i} + \frac{R''_{f,GE}}{\pi \cdot D_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{material}} + \frac{R''_{f,agua}}{\pi \cdot D_e} + \frac{1}{h_{ext} \cdot \pi \cdot D_e} \right] \cdot \pi \cdot D_e}$$

- Cálculo de las *temperaturas interna y externa de pared de tubo*, $T_{p_{int}}$ y $T_{p_{ext}}$.

El cálculo de las temperaturas de las paredes de tubo se efectúa a partir de la ecuación de la *Ley de enfriamiento de Newton* (Incropera et al., 2007, [15]):

$$\dot{q} = h \cdot A \cdot |T_p - \bar{T}| \text{ [W]} \quad (53)$$

donde:

\dot{q} es la potencia intercambiada por sección y por tubo, \dot{Q}_{sectub} en [W], definida en el *apartado 7.1.1*.

h es el coeficiente de transmisión de calor por convección en [W/m²K].

A es el área de transferencia de calor en [m²].

T_p es la temperatura de pared de tubo en [K].

\bar{T} es la temperatura media de fluido en la sección de trabajo en [K].

Particularizando la Ecuación (53) para cada uno de los fluidos de trabajo y despejando, en cada caso, la temperatura de pared se obtienen las expresiones siguientes:

- Temperatura interna de pared de tubo, $T_{p_{int}}$

$$\dot{q} = h_{int} \cdot A_{int} \cdot (\bar{T}_{ge} - T_{p_{int}}) \Rightarrow T_{p_{int}} = \bar{T}_{ge} - \frac{\dot{q}}{h_{int} \cdot A_{int}} \text{ [K]}$$

donde:

\bar{T}_{ge} es la temperatura media de los gases de escape de la sección de trabajo en [K], obtenida a partir del proceso definido en el *apartado 7.1.1*.

\dot{q} es la potencia intercambiada por sección y por tubo, \dot{Q}_{sectub} en [W], definida en el *apartado 7.1.1*.

h_{int} es el coeficiente convectivo interno en [W/m²K], calculado en el *apartado 7.1.2*.

A_{int} es el área de transferencia interna de la sección de trabajo en [m²], que se define particularizando la Ecuación (12) para el problema en estudio como, $A_{int} = \pi \cdot D_i \cdot l_{secc}$.

- Temperatura externa de pared de tubo, Tp_{ext}

$$\dot{q} = h_{ext} \cdot A_{ext} \cdot (Tp_{ext} - \bar{T}_{agua}) \Rightarrow Tp_{ext} = \bar{T}_{agua} + \frac{\dot{q}}{h_{ext} \cdot A_{ext}} [K]$$

donde:

\bar{T}_{agua} es la temperatura media del agua en la sección de trabajo en [K], obtenida a partir del proceso definido en el *apartado 7.1.1*.

\dot{q} es la potencia intercambiada por sección y por tubo, \dot{Q}_{sectub} en [W], definida en el *apartado 7.1.1*.

h_{ext} es el coeficiente convectivo externo en [W/m²K], calculado en el *apartado 7.1.3*.

A_{ext} es el área de transferencia externa de la sección de trabajo en [m²], que se define particularizando la Ecuación (13) para el problema en estudio como, $A_{ext} = \pi \cdot D_e \cdot l_{secc}$.

Completado el cálculo de todas las variables, el proceso avanza hacia la siguiente iteración, donde se vuelve a calcular la temperatura de película, las propiedades físicas y todas las variables descritas.

Una vez completado el proceso iterativo, el cálculo avanza hacia la siguiente sección de trabajo del intercambiador para repetir nuevamente el proceso descrito.

Cuando el proceso completa el cálculo para cada una de las cincuenta (50) secciones de trabajo consideradas en las que se ha dividido el intercambiador, se ha determinado a su vez, los parámetros más relevantes del intercambiador:

- ✓ Longitud de cada sección de trabajo del intercambiador.
- ✓ Distribución de temperaturas tanto del fluido interno como del fluido externo en todo el intercambiador.
- ✓ Distribución de temperaturas tanto en la pared interior como en la pared exterior en todo el intercambiador.
- ✓ Coeficiente convectivo interno y externo de cada sección de trabajo.
- ✓ Coeficiente global de transferencia de calor de cada sección de trabajo.

7.1.3.1 Diagrama de flujo del método iterativo de resolución

El diagrama de flujo para resolver el problema descrito en el *apartado 7.1.3*, se muestra en la Figura 14.

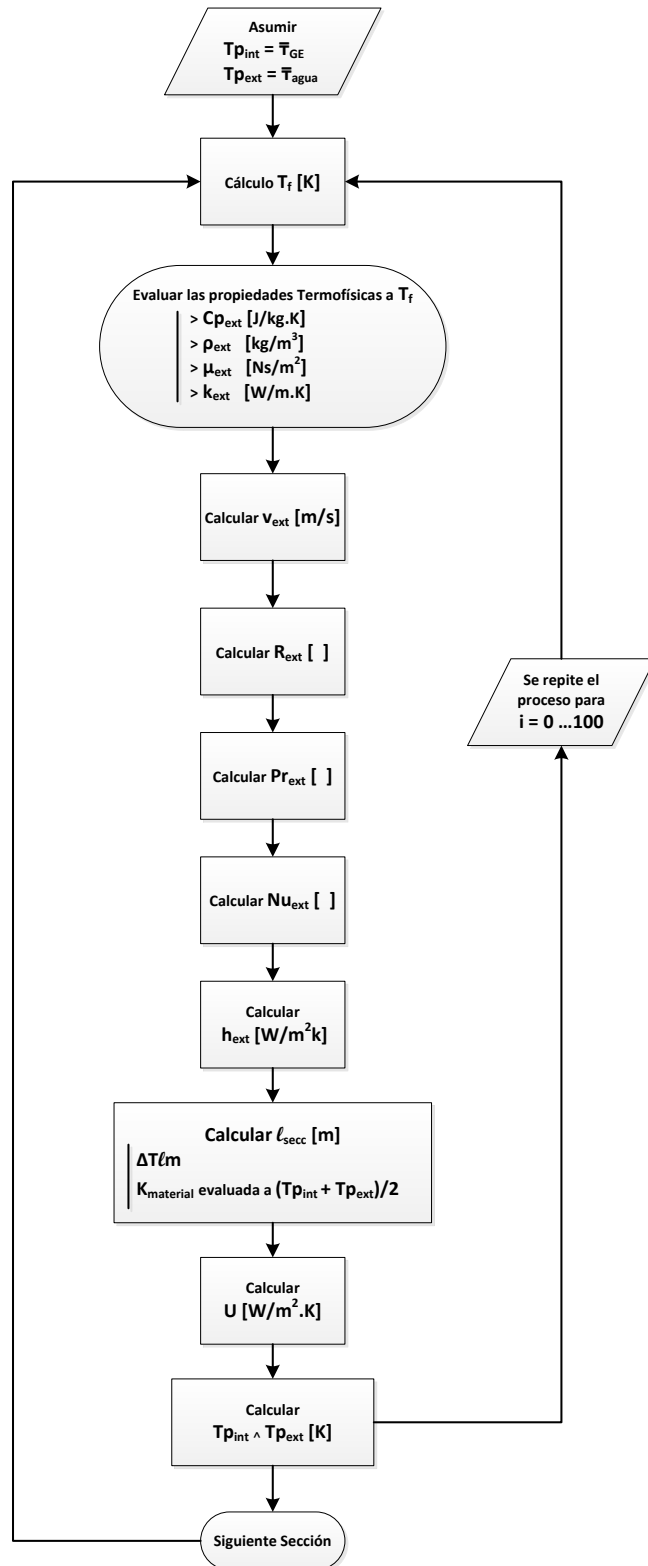


Figura 14. Diagrama de flujo del método iterativo de resolución para el cálculo del coeficiente convectivo externo, los parámetros asociados al fluido exterior y los parámetros generales del intercambiador.

7.2 Cálculo mecánico

El cálculo de la pérdida de carga que experimentan los fluidos a su paso por el intercambiador se desarrolla a través de dos procesos de cálculo para cada una de las cincuenta (50) secciones definidas.

- I. Cálculo de la pérdida de carga experimentada por el fluido interno.
- II. Cálculo de la pérdida de carga experimentada por el fluido externo.

En ambos procesos de cálculo se aplica la misma filosofía de trabajo, desarrollada en el apartado 6.5.9, pero con la particularidad de aplicar el cálculo a cada sección de trabajo del intercambiador.

7.2.1 Cálculo de la pérdida de carga experimentada por el fluido interno

La pérdida de carga del fluido interno, se obtiene a partir de la Ecuación (32), particularizada para cada sección de trabajo, según:

$$\Delta P_{\text{int}} = f_{\text{int}} \cdot \frac{\rho_{\text{int}} \cdot v_{\text{int}}^2}{2 \cdot D_i} \cdot l_{\text{sec c}}$$

Para calcular el factor de fricción, se utiliza la Ecuación (27), particularizada para el fluido interno:

$$f_{\text{int}} = (0,790 \cdot \ln \text{Re}_{\text{int}} - 1,64)^{-2}$$

7.2.2 Cálculo de la pérdida de carga experimentada por el fluido externo

La pérdida de carga del fluido externo, se obtiene a partir de la Ecuación (33), particularizada para cada sección de trabajo, según:

$$\Delta P_{\text{ext}} = f_{\text{ext}} \cdot \frac{\rho_{\text{ext}} \cdot v_{\text{ext}}^2}{2 \cdot D_{\text{eq}}} \cdot l_{\text{sec c}}$$

Nótese que en este caso, el factor de fricción externo ya ha sido calculado dentro del proceso para el cálculo del número de Nusselt (apartado 7.1.3).

Una vez calculada la pérdida de carga interna y externa en cada sección de trabajo, obtenemos los valores asociados al total del intercambiador por integración, con el fin de comprobar y garantizar la viabilidad del diseño.

7.2.3 Diagrama de flujo del método de solución

El diagrama de flujo para resolver el problema descrito en los *apartados* 7.2.1 y 7.2.2, se muestra en la Figura 15. El diagrama de resolución mostrado se repite para cada una de las cincuenta (50) secciones de trabajo en las que se ha dividido el cálculo del intercambiador.

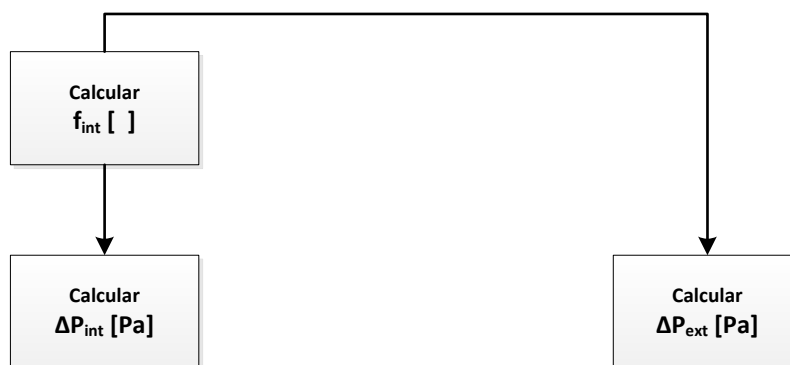


Figura 15. Diagrama de flujo del método de solución para el cálculo de la pérdida de carga experimentada por los fluidos.

7.3 Resultados y análisis

Los resultados obtenidos del desarrollo de los programas en Mathcad se muestran y analizan en el presente *apartado*.

En las Tabla 5, Tabla 6, Tabla 7, Tabla 8 y Tabla 9 se recogen los resultados obtenidos en los programas de cálculo para el modelo de intercambiador seleccionado, esto es gases de escape como fluido interior y flujo en contracorriente, para un intercambiador de tres (3) tubos y carcasa rectangular con los parámetros geométricos definidos en el presente capítulo a partir del *apartado* 6.5.

Tabla 5. Resultados de los valores medios de temperaturas de trabajo.

| T_{int} [°C] | T_{pint} [°C] | T_{pext} [°C] | T_f [°C] | T_{ext} [°C] |
|----------------|-----------------|-----------------|------------|----------------|
| 345,846 | 226,475 | 174,99 | 171,25 | 167,511 |

Tabla 6. Resultados de los valores medios de las propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo.

| | C_p [J/KgK] | ρ [Kg/m ³] | μ [Ns/m ²] | κ [W/mK] |
|-----------------------|--------------------|-----------------------------|----------------------------|-----------------|
| Fluido interno | $1,056 \cdot 10^3$ | 0,569 | $3,117 \cdot 10^{-5}$ | 0,048 |
| Fluido externo | $4,378 \cdot 10^3$ | 896,174 | $1,577 \cdot 10^{-4}$ | 0,68 |

Tabla 7. Resultados de los valores medios de los parámetros de los fluidos de trabajo.

| | v [m/s] | Re [] | Pr [] | Nu [] | h [W/m ² K] |
|-----------------------|-----------|--------------------|----------|----------|--------------------------|
| Fluido interno | 14,555 | $1,32 \cdot 10^4$ | 0,688 | 40,683 | 38,789 |
| Fluido externo | 0,037 | $4,077 \cdot 10^3$ | 1,015 | 15,924 | 562,946 |

Tabla 8. Resultados de los parámetros generales del intercambiador de calor.

| ΔT_{lm} [K] | $\kappa_{material}$ [W/mK] | L [m] | U [W/m ² K] |
|---------------------|----------------------------|---------|--------------------------|
| 178,327 | 17,782 | 5,53 | 23,648 |

Tabla 9. Resultados de los parámetros de pérdida de carga de los fluidos de trabajo.

| | f [] | ΔP [Pa] |
|-----------------------|---------|-----------------|
| Fluido interno | 0,029 | 184,801 |
| Fluido externo | 0,041 | 7,379 |

Calculados y obtenidos todos los parámetros del problema, la idoneidad de las consideraciones de régimen y tipo de flujo asumidas para los fluidos de trabajo, las condiciones de aplicación para las correlaciones empíricas asumidas (*apartado 6.2.1*), así como el cumplimiento de la pérdida máxima admisible por el sistema (*apartado 5.1*) deben ser evaluadas en el proceso de cálculo elegido.

7.3.1 Discusión de la idoneidad de las consideraciones de régimen y tipo de flujo asumidas y de las condiciones de aplicación para las correlaciones empíricas elegidas

Se comprueban para cada fluido las consideraciones y condiciones:

- Fluido interno, gases de escape:

Las consideraciones para con los gases de escape han sido:

- Régimen turbulento, $Re \geq 10^4$
- Flujo completamente desarrollado: longitud de entrada $x = 10 \cdot D < L$

Datos:

$D = D_i = 0,05$ [m] (CAPÍTULO 7); $Re = Re_{int} = 1,32 \cdot 10^4$ [] (Tabla 7); $L = 5,53$ [m] (Tabla 8).

Se comprueba, así, que las consideraciones son correctas, pues:

- $Re_{int} = 1,32 \cdot 10^4 \geq 10^4$
- $x = 10 \cdot D_i = 0,5 < L = 5,53$

El cumplimiento de las consideraciones de régimen turbulento, $Re_{int} = 1,32 \cdot 10^4 \geq 10^4$ y flujo completamente desarrollado, $x = 10 \cdot D_i = 0,5 < L = 5,53$, verifican así mismo, la condición para con el número de Reynolds, $Re_{int} \geq 10.000$ y la condición entre la relación de la longitud de intercambio y el diámetro interno necesarias para la aplicación de la correlación de Dittus-Boelter (apartado 6.5.5.1), $\frac{L}{D_i} \geq 10$, pues:

$$Re_{int} = 1,32 \cdot 10^4 \geq 10.000$$

$$\frac{L}{D_i} = 110,6 \geq 10$$

De la misma manera, la condición de aplicación para el número de Prandtl necesaria es:

- $0,6 \leq Pr_{int} \leq 160$

Datos:

$Pr_{int} = 0,688$ [] (Tabla 7).

Se verifica que la condición se cumple, pues:

- $0,6 \leq Pr_{int} = 0,69 \leq 160$

- Fluido externo, agua:

Las consideraciones para con el agua han sido:

- *Régimen de transición*, $2,3 \cdot 10^3 \leq Re \leq 10^4$
- *Flujo completamente desarrollado: longitud de entrada* $x = 10 \cdot D < L$

Datos:

$D = D_{eq} = 0,0192$ [m] (*apartado 6.5.5.2*); $Re = Re_{ext} = 4,077 \cdot 10^3$ [] (*Tabla 7*);
 $L = 5,53$ [m] (*Tabla 8*).

Se comprueba, así, que las consideraciones son correctas, pues:

- $2,3 \cdot 10^3 \leq Re_{ext} = 4,077 \cdot 10^3 \leq 10^4$
- $x = 10 \cdot D_{eq} = 0,192 < L = 5,53$

Las condiciones de aplicación, en este caso, para la correlación de Gnielinski (*apartado 6.5.5.2*) son:

- $0,5 \leq Pr_{ext} \leq 2.000$
- $3 \cdot 10^3 \leq Re_{ext} \leq 5 \cdot 10^6$

Datos:

$Pr_{ext} = 1,015$ []; $Re_{ext} = 4,077 \cdot 10^3$ [] (*Tabla 7*)

Se verifica que las condiciones se cumplen, pues:

- $0,5 \leq Pr_{int} = 1,015 \leq 2.000$
- $3 \cdot 10^3 \leq Re_{ext} = 4,077 \cdot 10^3 \leq 5 \cdot 10^6$

7.3.2 Discusión del cumplimiento del límite de pérdida de carga máximo admisible

En último lugar, se verifica si se cumplen con las exigencias del sistema, impuestas por la pérdida de carga máxima admisible para los gases de escape:

$$\Delta P_{\text{int}} < 300 \text{ [Pa]}$$

Datos:

$$\Delta P_{\text{int}} = 184,801 \text{ [Pa]} \text{ (Tabla 9)}$$

Se comprueba, así, el cumplimiento del límite de pérdida de carga máximo admisible, pues:

$$\Delta P_{\text{int}} = 184,801 < 300 \text{ [Pa]}$$

7.3.3 Resultados gráficos

En las Figura 16, Figura 17, Figura 18, Figura 19, Figura 20 y Figura 21 se recogen los resultados gráficos más representativos obtenidos en los programas de cálculo a lo largo de la longitud de intercambio calculada $L = 5,53 \text{ [m]}$ (Tabla 8).

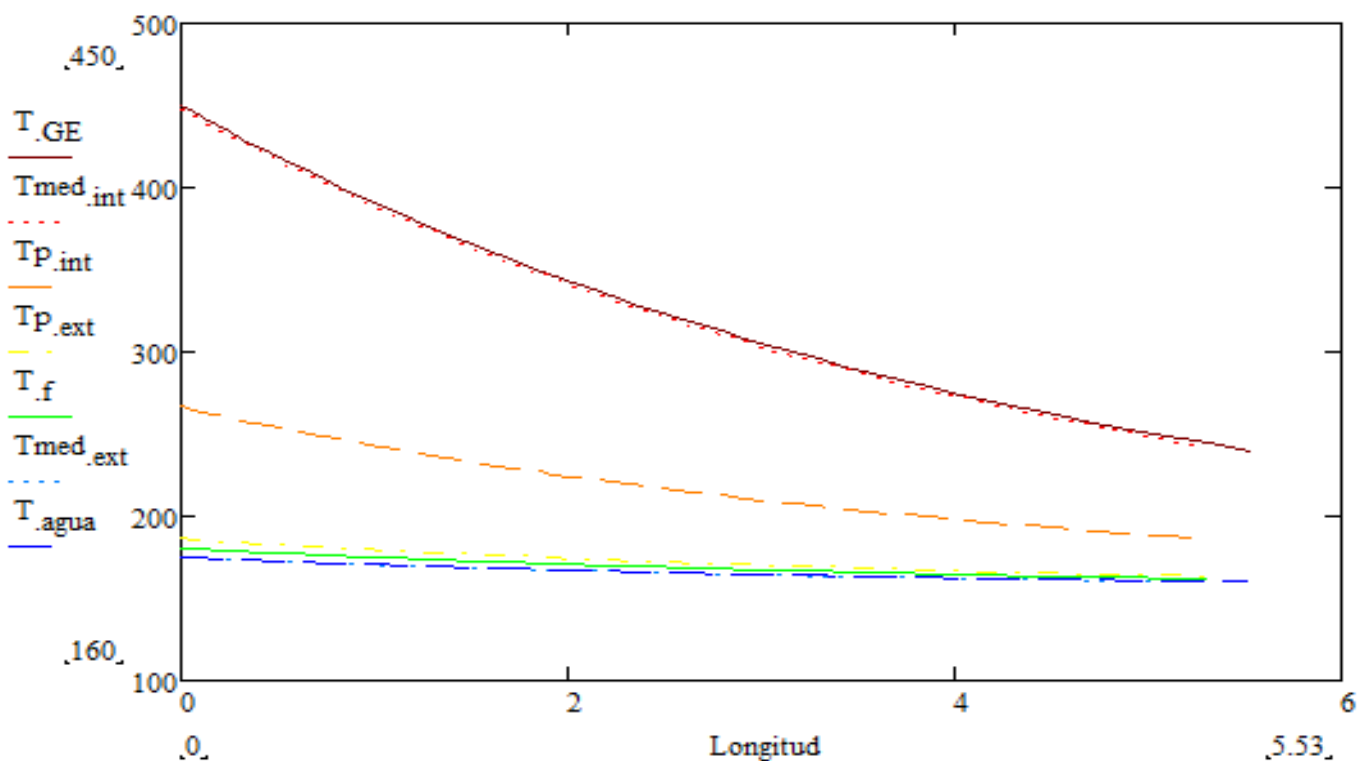


Figura 16. Variación de las temperaturas relacionadas a lo largo de la longitud de intercambio.

En la Figura 16 se muestra gráficamente la evolución de las temperaturas relacionadas a lo largo de la longitud de intercambio, donde:

T_{GE} es temperatura del fluido interior (gases de escape), [°C]

$T_{med_{int}}$ es la temperatura media del fluido interior , [°C]

$T_{p_{int}}$ es la temperatura interna de pared de tubo, [°C]

$T_{p_{ext}}$ es la temperatura externa de pared de tubo, [°C]

T_f es la temperatura de película del fluido exterior, [°C]

$T_{med_{ext}}$ es la temperatura media del fluido exterior, [°C]

T_{agua} es la temperatura del fluido exterior (agua), [°C]

- Los gases de escape que circulan por el interior, entran por un lado al intercambiador a $T_{e_{GE}} = 450^\circ \text{C}$ y van disminuyendo su temperatura en la transferencia hasta salir a $T_{s_{GE}} = 240^\circ \text{C}$, mientras que el agua, que circula por el exterior, entra por el lado opuesto (contracorriente) a $T_{e_{agua}} = 160^\circ \text{C}$ y va aumentando su temperatura hasta salir a $T_{s_{agua}} = 175^\circ \text{C}$.
- El resto de las temperaturas se distribuyen entre las temperaturas de los gases de escape y el agua a lo largo de toda la longitud de intercambio, siendo éstas:
 - $T_{med_{int}}$, temperatura media de los gases de escape en cada sección de trabajo considerada en [°C].
 - $T_{p_{int}}$, temperatura interna de pared de tubo (lado de los gases) en [°C].
 - $T_{p_{ext}}$, temperatura externa de pared de tubo (lado del agua) en [°C].
 - T_f , temperatura de película del fluido externo: media entre la temperatura de la pared exterior del tubo y la temperatura media del fluido en cada sección en [°C].
 - $T_{med_{ext}}$, temperatura media del agua en cada sección de trabajo considerada en [°C].

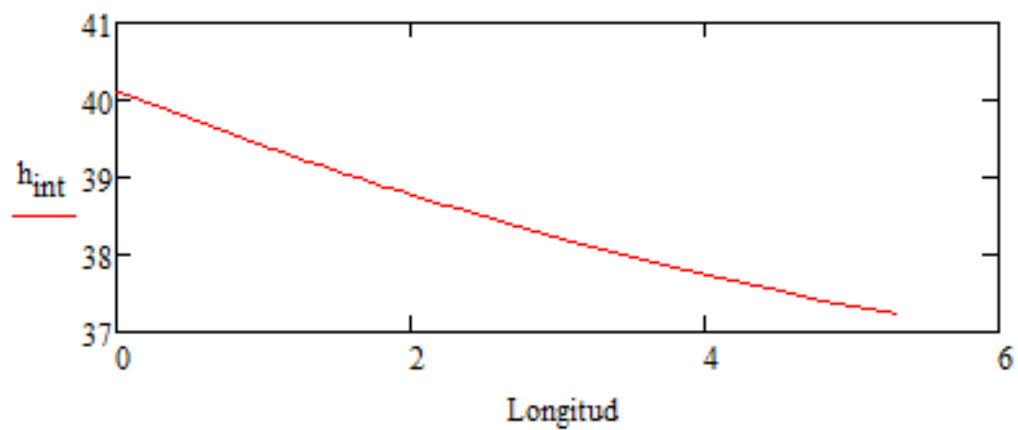


Figura 17. Variación del coeficiente convectivo interno a lo largo de la longitud de intercambio.

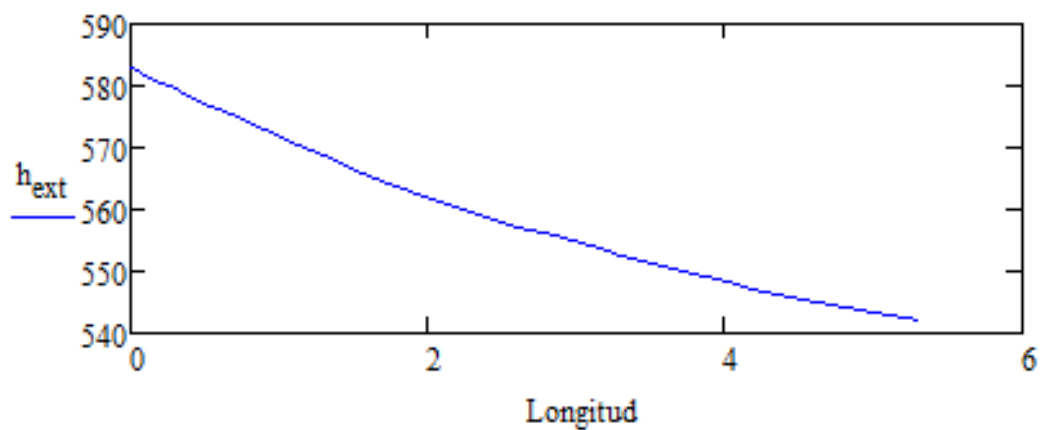


Figura 18. Variación del coeficiente convectivo externo a lo largo de la longitud de intercambio.

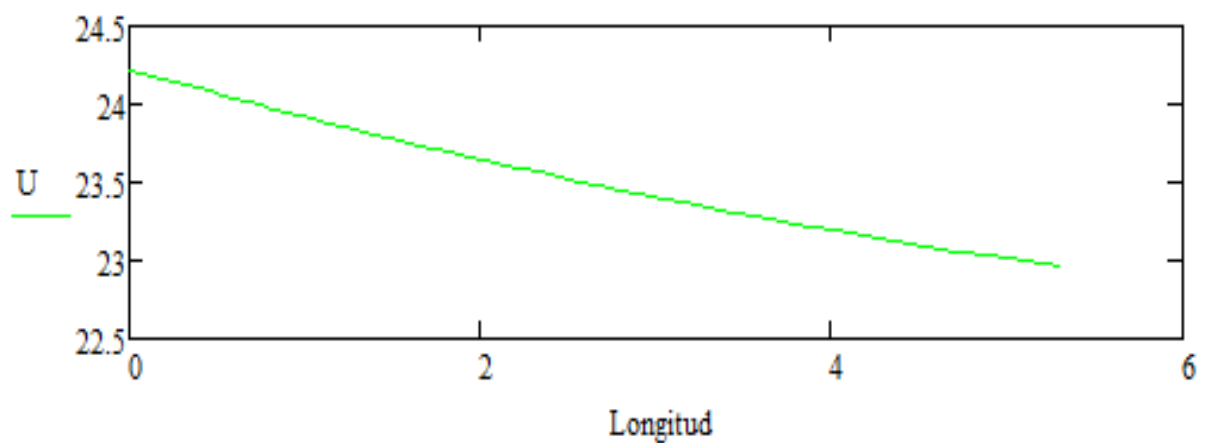


Figura 19. Variación del coeficiente global de transferencia de calor a lo largo de la longitud de intercambio.

En las Figura 17, Figura 18 y Figura 19 se muestra la evolución del coeficiente convectivo interno para los gases de escape, h_{int} [W/m²K], el coeficiente convectivo externo para el agua, h_{ext} [W/m²K], y el coeficiente global de transferencia de calor, U [W/m²K], respectivamente a lo largo de la longitud de intercambio calculada.

Se observa que el valor de los tres coeficientes va disminuyendo a lo largo del intercambiador; este hecho se debe fundamentalmente a la disminución de las temperaturas al recorrer el intercambiador, pues estos coeficientes se obtienen a partir de las propiedades de los fluidos que serán evaluados a las temperaturas medias de la sección de trabajo en cada punto.

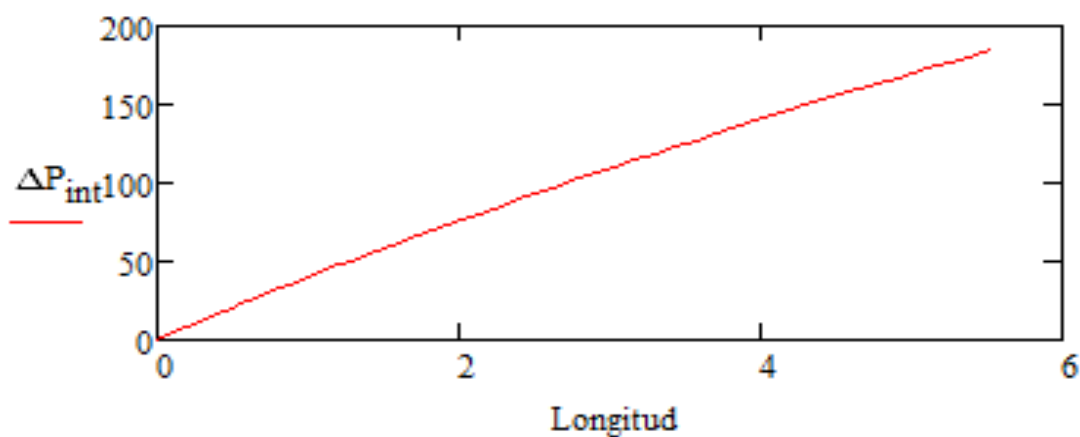


Figura 20. Variación de la pérdida de carga interior a lo largo de la longitud de intercambio.

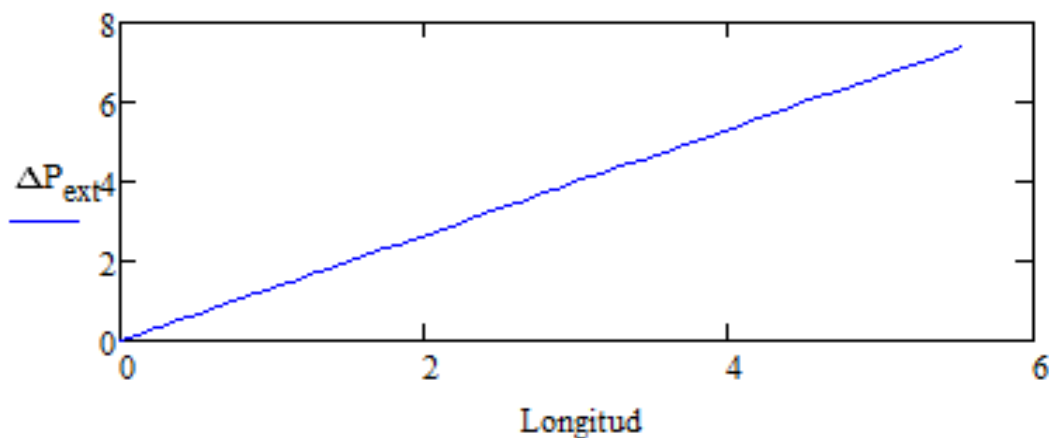


Figura 21. Variación de la pérdida de carga exterior a lo largo de la longitud de intercambio.

En las Figura 20 y Figura 21 se recoge la evolución de la pérdida de carga obtenida a lo largo de la longitud de intercambio para el fluido interno (gases de escape), ΔP_{int} [Pa], y para el fluido externo (agua), ΔP_{ext} [Pa], respectivamente.

Se observa como la pérdida de carga de los dos fluidos va aumentando en su avance en el intercambiador, acumulando las pérdidas en cada sección considerada hasta alcanzar los valores reflejados en la Tabla 9, $\Delta P_{int} = 184,801$ [Pa] y $\Delta P_{ext} = 7,379$ [Pa], cuando se completa el recorrido de todo el intercambiador.

7.3.4 Resultados sin considerar la influencia de las resistencias de ensuciamiento

Este apartado tiene como objetivo evaluar los resultados que se obtendrían si no se hubiera tenido en cuenta las resistencias de ensuciamiento interna y externa, $R_{f,GE}$ y $R_{f,agua}$, y qué influencia tienen las mismas en el diseño del intercambiador (*apartado 6.2.1*).

En la Tabla 10 se muestra la comparativa de resultados que devuelven los programas de cálculo para los parámetros generales del intercambiador, con y sin considerar la influencia del ensuciamiento.

Los valores reflejados incluyendo la influencia del ensuciamiento son los resultados ya mostrados en las Tabla 8 y Tabla 9.

Tabla 10. Comparativa de resultados de los parámetros del intercambiador con y sin resistencias de ensuciamiento.

| | L[m] | U [W/m ² K] | ΔP [Pa] | |
|--|-------|------------------------|-----------------|---------|
| Sin resistencias de ensuciamiento | 3,969 | 33,03 | Fl. interno | 132,536 |
| | | | Fl. externo | 5,29 |
| Con resistencias de ensuciamiento | 5,53 | 23,648 | Fl. interno | 184,801 |
| | | | Fl. externo | 7,379 |

Los resultados reflejados en la Tabla 10, muestran como, sin considerar el efecto de la contaminación y/o ensuciamiento, el intercambiador de calor hipotéticamente diseñado permitiría intercambiar la misma potencia con una

logitud un 30% menor, un coeficiente global de transferencia superior en casi un 40% y una disminución de pérdida de carga del lado de los gases de escape de entorno también al 30%.

Si bien, los resultados obtenidos serían muy atractivos para llevar a la práctica el diseño, no se estaría obteniendo un modelo correcto sino que se tendría un modelo que sólo se ajustaría a la realidad al comienzo del funcionamiento, y al aumentar el tiempo de trabajo del intercambiador, se produciría una rápida disminución del rendimiento con respecto a la esperada, pues la acumulación de suciedad en las superficies estaría generando una resistencia térmica adicional en cada una de ellas, disminuyendo la transferencia de calor y con ello la eficiencia del intercambiador. El modelo no reflejaría, por tanto, la realidad y todos los esfuerzos en su diseño hubieran sido en balde.

Es en este punto donde se confirma la importancia de considerar e integrar en el diseño la influencia del ensuciamiento a través de las resistencias $R_{f,GE}$ y $R_{f,agua}$ calculadas.

7.3.5 Comparación de resultados con la aproximación de cálculo a temperaturas medias desarrollada en el *CAPÍTULO 6*

Calculado el intercambiador de calor dividido en cincuenta (50) secciones de trabajo, a través de los programas de cálculo, se puede comparar los resultados con los obtenidos en el *CAPÍTULO 6*, en el que se consideró que cada fluido se encontraba a la temperatura media entre su entrada y su salida para simplificar el cálculo.

En la Tabla 11 se recogen los resultados obtenidos en el presente capítulo y los resultados de la aproximación de cálculo (*apartado 6.5.11*) para el modelo de intercambiador de tres (3) tubos y carcasa rectangular con diámetro interior de tubo, $D_i = 0,05$ [m], seleccionado de la optimización del cálculo (*apartado 6.5*).

Se puede comprobar que los resultados obtenidos en ambos cálculos son muy parecidos, y no presentan diferencias apreciables; por lo que, en el caso concreto del presente estudio, la evaluación de las propiedades de los fluidos a la temperatura media entre la entrada y la salida no proporciona unos resultados muy alejados de la realidad, si bien es cierto, que el proceso iterativo desarrollado con los programas de cálculo aporta una visión más exacta de la realidad y permite conocer el comportamiento de los fluidos de trabajo en cada punto del intercambiador de calor.

Tabla 11. Resultados obtenidos para un diámetro de tubo de 5 [cm] en el cálculo aproximado y en el cálculo programado.

| | L [m] | U [W/m ² K] | ΔP_i [Pa] | ΔP_e [Pa] |
|---|-------------|------------------------|-------------------|-------------------|
| Aprox. de cálculo (CAPÍTULO 6) | 5,54 | 23,60 | 190,56 | 7,39 |
| Programación (CAPÍTULO 7) | 5,53 | 23,65 | 184,80 | 7,38 |

7.3.6 Resultados para diferentes diámetros interiores

En el cálculo desarrollado en el presente capítulo se ha partido de la optimización geométrica obtenida en el apartado 6.5, basada en un diámetro interior de tubo de Acero inoxidable AISI 304 de 5 [cm], $D_i = 0,05$ [m]. Llegados a este punto, y aunque se ha comprobado que los resultados obtenidos en el CAPÍTULO 6 son muy parecidos a los obtenidos con los programas de cálculo (apartado 7.3.5), no está de más comprobar que el mejor resultado se corresponde con los cálculos realizados para este diámetro y para ello, en la Tabla 12 se muestran los resultados que devolverían los programas de cálculo considerando como dato de partida otros valores para el diámetro interno de tubo, D_i .

Tabla 12. Resultados para diferentes diámetros de interior de tubo

| D_i [cm] | v_i [m/s] | L [m] | U [W/m ² K] | ΔP_i [Pa] | ΔP_e [Pa] |
|---------------|----------------|-------------|---------------------------|----------------------|----------------------|
| 6,00 | 10,107 | 5,869 | 18,863 | 82,831 | 4,829 |
| 4,00 | 22,742 | 5,299 | 30,139 | 509,48 | 12,267 |
| 5,00 | 14,555 | 5,53 | 23,648 | 184,801 | 7,379 |
| 4,50 | 17,969 | 5,396 | 26,65 | 296,927 | 9,392 |

El mejor resultado es aquel que proporciona el mayor valor del coeficiente global de transferencia de calor (mayor eficiencia) y menor longitud de intercambio,

cumpliendo con la limitación de pérdida de carga máxima admisible ($\Delta P_{\text{int}} < 300$ [Pa]).

En este caso, a diferencia de los resultados obtenidos en el *CAPÍTULO 6* (Tabla 4), para el diámetro interior de $D_i = 0,045$ [m] se obtendría una pérdida de carga de los gases de escape algo menor de la máxima admisible ($\Delta P_{\text{int}} = 296,927$ [Pa]), pero un resultado más conservador sería el elegido para $D_i = 0,05$ [m] donde la pérdida de carga de los gases de escape no está tan exigida y los valores del coeficiente global de transferencia de calor y longitud del intercambiador difieren poco de los obtenidos para $D_i = 0,045$ [m].

CAPÍTULO 8. CÁLCULO DEL ESPESOR DE AISLAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Este capítulo del estudio se dedica al cálculo del tipo y espesor de aislamiento para el intercambiador de calor, pues de nada servirá un buen diseño para recuperación de calor si éste no es debidamente aislado.

Un aislamiento adecuado permitirá proteger el recuperador para que la pérdida de energía al exterior sea pequeña. Sin un aislante debidamente calculado, todos los beneficios obtenidos pueden perderse en forma de calor al exterior, haciendo que el diseño calculado pierda su utilidad y funcionalidad inicial.

8.1 Selección del material de aislamiento

En la selección del material de aislamiento térmico para la aplicación en el recuperador de calor objeto del presente proyecto, el parámetro más determinante va a ser la temperatura de servicio, pues se está diseñando un recuperador de calor para gases de escape de un motor térmico que entran al intercambiador a una temperatura de 450 [°C]. Es necesario seleccionar un material con una temperatura de aplicación superior a este valor para asegurar la protección del equipo.

Así mismo, la elevada temperatura hace que otro requisito indispensable del aislante sea garantizar la seguridad frente al fuego, para lo cual el material debe ser ignífugo e incombustible.

El material adecuado para aislar la instalación será lana de roca, una lana mineral que se caracteriza por su incombustibilidad y seguridad frente al fuego y por un límite de temperatura de aplicación situado en torno a los 1000 [°C].

La selección de la Lana de Roca como aislante para el equipo en estudio, además de garantizar la seguridad de la instalación frente al fuego, así como la temperatura de aplicación, ofrece una implantación fácil, rápida y de bajo costo debido a su alto desarrollo y uso en la industria.

8.2 Cálculo de las pérdidas de calor en función del espesor de aislamiento

En esta parte del estudio se calculan las pérdidas de calor del intercambiador con el exterior en función del espesor de aislante de lana de roca.

El intercambiador de calor se ha pensado para ser instalado en un recinto cerrado que supondremos a una media de temperatura de 20 [°C], $T_{\infty} = 20$ [°C].

Hasta este punto, para los cálculos realizados, se ha considerado la geometría interna del intercambiador. Para evaluar las pérdidas de calor con el exterior, la geometría

vendrá dada por la geometría externa de la carcasa. Así bien, recuperando las dimensiones definidas para la carcasa: $ancho = 0,185$ [m] y $alto = 0,065$ [m] (*apartado 6.5.3*), y añadiendo el espesor de carcasa considerado, con valor: $e_{car} = 4 \cdot 10^{-3}$ [m], se obtienen los parámetros geométricos necesarios para este cálculo:

$$ancho_{ext} = ancho + 2 \cdot e_{car} = 0,193 \text{ [m]}$$

$$alto_{ext} = alto + 2 \cdot e_{car} = 0,073 \text{ [m]}$$

8.2.1 Método de solución

Definida la geometría externa del intercambiador de calor, se establece el proceso para calcular el calor intercambiado entre el sistema y la sala a temperatura $T_{\infty} = 20$ [°C].

El calor fluirá desde el intercambiador hacia el medio ambiente, ya que la temperatura del intercambiador es mayor que la del recinto. Para graficar el proceso de transferencia de calor se usará nuevamente la analogía de red eléctrica, donde el circuito térmico equivalente se muestra a continuación en la Figura 22:

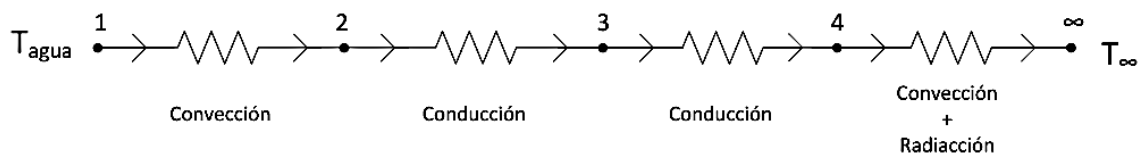


Figura 22. Circuito térmico equivalente de la transferencia de calor al exterior en el intercambiador aislado.

Donde los procesos de transferencia de calor que se producen entre los puntos son:

Q_{12} : Calor transmitido por Convección natural (Agua), [W]

Q_{23} : Calor transmitido por Conducción (Acero inoxidable AISI 304), [W]

Q_{34} : Calor transmitido por Conducción (Lana de Roca), [W]

$Q_{4\infty}$: Calor transmitido por Convección natural y Radiación (Aire), [W]

También, por el mecanismo de red eléctrica, se sabe que el flujo de calor es constante, y se puede decir que:

$$Q_{12} = Q_{23} = Q_{34} = Q_{4\infty} \quad (54)$$

$$\frac{T_1 - T_2}{R_{12}} = \frac{T_2 - T_3}{R_{23}} = \frac{T_3 - T_4}{R_{34}} = \frac{T_4 - T_\infty}{R_{4\infty}}$$

$$\frac{T_1 - T_2}{1/(h_{12} \cdot A_{12})} = \frac{T_2 - T_3}{(e_{car} / \kappa_{mat}) \cdot (1/A_{23})} = \frac{T_3 - T_4}{(e_{ais} / \kappa_{ais}) \cdot (1/A_{34})} = \frac{T_4 - T_\infty}{1/(h_{4\infty} \cdot A_{4\infty})}$$

De la misma manera, agrupando los dos fenómenos de calor por conducción, carcasa y aislante, en el intercambiador, se puede expresar la igualdad como:

$$Q_{12} = Q_{24} = Q_{4\infty} \quad (55)$$

$$\frac{T_1 - T_2}{R_{12}} = \frac{T_2 - T_4}{R_{24}} = \frac{T_4 - T_\infty}{R_{4\infty}}$$

$$\frac{T_1 - T_2}{1/(h_{12} \cdot A_{12})} = \frac{T_2 - T_4}{[(e_{car} / \kappa_{mat}) \cdot (e_{ais} / \kappa_{ais})] \cdot (1/A_{24})} = \frac{T_4 - T_\infty}{1/(h_{4\infty} \cdot A_{4\infty})}$$

donde:

A_{12} , A_{24} , $A_{4\infty}$, es el área de transferencia de calor en cada caso, [m²].

Para implementar el proceso de cálculo en el intercambiador de calor, se dividirá éste en cuatro (4) regiones formadas por las dos (2) áreas verticales y por las dos (2) áreas horizontales que integran la carcasa aislada de sección rectangular del intercambiador, ya que cada una de ellas se rige por unas propiedades distintas de transferencia de calor en lo que se refiere al proceso de convección: paredes verticales y horizontales. El calor total perdido será la suma del calor perdido por las cuatro (4) regiones:

$$Q_{PER} = 2 \cdot Q_V + Q_{HS} + Q_{HI} \quad (56)$$

donde:

Q_v : Calor transmitido por cada una de las paredes verticales.

Q_{HS} : Calor transmitido por la pared horizontal superior.

Q_{HI} : Calor transmitido por la pared horizontal inferior.

Es necesario señalar que el proceso se añade a la filosofía de cálculo desarrollada hasta ahora para el intercambiador, en la que se ha establecido y desarrollado el cálculo térmico dividido en cincuenta (50) secciones.

Asimismo, el procedimiento de cálculo va a ser iterativo, ya que los coeficientes de transferencia dependen de temperaturas intermedias, que no son conocidas a priori, y deberán asumirse en primera instancia.

A continuación, se explica y detalla el proceso de cálculo para un espesor de lana de roca elegido de 20 [mm], $e_{ais} = 20 \cdot 10^{-3}$ [m]. El proceso se representa gráficamente en el *apartado* 8.2.2.

8.2.1.1 Cálculo del coeficiente de transmisión de calor por convección en el interior

Para calcular el coeficiente de transmisión de calor por convección natural del lado del agua, h_{12} , en primer lugar ha de calcularse la temperatura de película de este lado, Tf_{agua} , que se define como la media entre la temperatura del agua y la temperatura interna de pared de carcasa en cada sección.

$$Tf_{agua} = \frac{T_1 + T_2}{2} \text{ [K]} \quad (57)$$

donde:

T_1 es la temperatura media del agua en cada sección de trabajo en [K], obtenida a partir del proceso definido en el *apartado* 7.1.1.

T_2 es la temperatura de la pared interior de la carcasa en cada sección de trabajo en [K], que al no ser conocida a priori se asumirá con un valor cualquiera al iniciar el cálculo.

A continuación, las propiedades termofísicas del agua son evaluadas a la temperatura de película, Tf_{agua} , obteniéndose el calor específico Cp_{agua} en

[J/kgK], la densidad ρ_{agua} en [kg/m³], la viscosidad dinámica μ_{agua} en [Ns/m²] y la conductividad κ_{agua} en [W/mK] (Véase Anexo 2)

Seguidamente se calcula el número de Grashof Gr [], a través de la ecuación siguiente (Incropera et al., 2007, [15]):

$$Gr = \frac{\rho \cdot g \cdot \beta \cdot \Delta T}{\mu} \cdot L^3 \quad (58)$$

Particularizando la Ecuación (58), el número de Grashof se define como:

$$Gr = \frac{\rho_{agua} \cdot g \cdot \beta \cdot (T_1 - T_2)}{\mu_{agua}} \cdot L^3 \quad []$$

donde:

$g = 9,8$ [m/s²], es la aceleración de la gravedad.

β es el coeficiente volumétrico de expansión térmica, [K⁻¹], $\beta = \frac{1}{T_{f_{agua}}}$

L , es la longitud característica de la pared en cuestión en [m], que será distinta en cada caso:

- Paredes verticales: será la altura interna de la carcasa, calculada en el apartado 6.5.3, con valor $alto = 0,065$ [m].

$$L_v = 0,065 \text{ [m]}$$

- Paredes horizontales: la longitud característica para placa plana horizontal con flujo paralelo sería el largo de la placa, pero en este caso se sabe que el mejor acuerdo con los datos experimentales puede conseguirse suponiendo que la dirección de flujo es variable, definiendo la longitud característica con $L_H = \frac{A_s}{P}$, donde A_s es la sección de la placa o pared y P el perímetro de la misma, calculados en cada sección de trabajo,. De forma que:

$$A_s = ancho \cdot l_{sec} \text{ y } P = 2 \cdot (ancho + l_{sec})$$

donde:

$$ancho = 0,185 \text{ [m]}, \text{ calculado en el apartado 6.5.3.}$$

$l_{sec\ c}$ es longitud asociada a cada sección de trabajo del intercambiador en [m], calculada en el apartado 7.1.3.

La longitud característica para las paredes horizontales tiene un valor, por tanto de:

$$L_H = \frac{ancho \cdot l_{sec\ c}}{2 \cdot (ancho + l_{sec\ c})} [m]$$

Nótese, que se obtendrán entonces dos (2) números diferentes de Grashof, en función de la longitud característica, uno para las paredes verticales, Gr_V y otro para las horizontales, Gr_H .

Calculado el número de Grashof Gr , el siguiente paso es obtener el valor de otro número adimensional, el número de Rayleigh Ra []:

$$Ra = Gr \cdot Pr [] \quad (59)$$

donde:

Gr es el número de Grashof calculado, [].

Pr es el número de Prandtl, que se define a través de la Ecuación (19), evaluado con las propiedades del agua a temperatura Tf_{agua} , como

$$Pr_{agua} = \frac{Cp_{agua} \cdot \mu_{agua}}{\kappa_{agua}} []$$

De igual manera que para el número de Grashof, dos (2) números de Rayleigh serán calculados, el correspondiente a las paredes verticales, Ra_V y el correspondiente a las paredes horizontales, Ra_H .

A continuación se realiza el cálculo del número de Nusselt, Nu [], para ello, se particulariza el método de cálculo para cada región, esto es, paredes verticales y paredes horizontales superior e inferior, pues como se ha explicado, las propiedades que rigen el proceso de transferencia de calor serán distintas además de la longitud característica, L ya calculada para cada una de las regiones.

- Cálculo del número de Nusselt a través de las paredes verticales:
Para las dos (2) paredes verticales del intercambiador de calor, se considera el proceso de convección libre sobre una placa vertical, con longitud característica $L_v = 0,065$ [m].

Entonces el número de Nusselt, Nu_v , se calcula través de la correlación de Churchill y Chu (Incropera et al., 2007, [15]):

$$Nu_v = \left[0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra_v^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr)^{8/27}]} \right]^2, \text{ para cualquier } Ra_v \quad (60)$$

- Cálculo del número de Nusselt a través de la pared horizontal superior:
Para la pared horizontal superior del intercambiador de calor, se considera el proceso de convección libre sobre una placa horizontal para flujo inferior de placa fría, con longitud característica $L_H = \frac{\text{ancho} \cdot l_{\text{sec}}}{2 \cdot (\text{ancho} + l_{\text{sec}})}$ [m]

Entonces el número de Nusselt, Nu_{HS} , se calcula a través de la correlación siguiente (Incropera et al., 2007, [15]):

$$Nu_{HS} = 0,15 \cdot Ra_H^{1/3}, \text{ para } 10^7 \leq Ra_H \leq 10^{11} \quad (61)$$

- Cálculo del número de Nusselt a través de la pared horizontal inferior:
Para la pared horizontal inferior del intercambiador de calor, se considera el proceso de convección libre sobre una placa horizontal para flujo superior de placa fría, con longitud característica $L_H = \frac{\text{ancho} \cdot l_{\text{sec}}}{2 \cdot (\text{ancho} + l_{\text{sec}})}$ [m]

En este caso el número de Nusselt, Nu_{HI} , se evalúa a través de la correlación siguiente (Incropera et al., 2007, [15]):

$$Nu_{HI} = 0,27 \cdot Ra_H^{1/4}, \text{ para } 10^5 \leq Ra_H \leq 10^{10} \quad (62)$$

Nótese que las condiciones de aplicación para las correlaciones empíricas elegidas deberán comprobarse en el cálculo para cada caso (apartado 8.2.1.14).

Obtenido el número de Nusselt en cada región, el coeficiente de convección natural se calculará para cada zona a través de la ecuación:

$$h_{CONV} = \frac{k_{agua}}{L} \cdot Nu \text{ [W/m}^2\text{K]} \quad (63)$$

donde:

κ_{agua} es la conductividad térmica del agua evaluada a Tf_{agua} en [W/mK].

L es la longitud característica en cada caso: L_V o L_H en [m].

Nu es el número de Nusselt en cada caso: Nu_V , Nu_{HS} o Nu_{HI} .

8.2.1.2 Cálculo del flujo de calor por convección natural en el interior

El flujo de calor intercambiado por convección natural del lado del agua para cada región y sección de trabajo, se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$\ddot{q}_{12} = \frac{T_1 - T_2}{1/h_{12}} \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (64)$$

donde:

T_1 es la temperatura media del agua en cada sección de trabajo en [K], obtenida a partir del proceso definido en el apartado 7.1.1.

T_2 es la temperatura de la pared interior de la carcasa en cada sección de trabajo en [K], en primera instancia asumida.

h_{12} es el coeficiente de transmisión de calor por convección en [W/m²K], calculado en el apartado 8.2.1.1.

8.2.1.3 Cálculo del calor intercambiado por convección natural en el interior

El calor intercambiado por convección natural del lado del agua para cada región y sección de trabajo, se obtiene sin más que multiplicar el flujo de calor de cada región considerada por su área de transferencia, A_{ir} [m²]:

$$q_{12} = \frac{T_1 - T_2}{1/h_{12}} \cdot A_{ir} \text{ [W]} \quad (65)$$

El área de transferencia para cada región y sección de trabajo se formula a continuación:

- Paredes verticales: $A_V = alto \cdot l_{sec} \text{ [m}^2\text{]}.$
- Paredes horizontales: $A_H = ancho \cdot l_{sec} \text{ [m}^2\text{]}.$

donde:

$alto = 0,065 \text{ [m]}$ y $ancho = 0,185 \text{ [m]}$, calculados en el apartado 6.5.3.

l_{sec} , longitud asociada a cada sección de trabajo del intercambiador en [m], calculada en el apartado 7.1.3.

Así bien, el calor perdido por convección natural del lado del agua para cada sección de trabajo de las cuatro (4) regiones consideradas, tiene un valor de:

$$q_{12} = 2 \cdot q_{12V} + q_{12HS} + q_{12HI} = (T_1 - T_2) \cdot \left[\frac{2 \cdot A_V}{1/h_{12V}} + A_H \cdot \left(\frac{1}{1/h_{12HS}} + \frac{1}{1/h_{12HI}} \right) \right]$$

8.2.1.4 Cálculo del coeficiente de transmisión de calor por convección en el exterior

Para calcular el coeficiente de transmisión de calor por convección natural del lado del aire, $h_{4\infty}$, en primer lugar ha de calcularse la temperatura de película

de este lado, $T_{f_{ais}}$, que se define como la media entre la temperatura ambiente T_{∞} y la temperatura externa de la superficie aislada en cada sección.

$$T_{f_{ais}} = \frac{T_{\infty} + T_4}{2} \text{ [K]} \quad (66)$$

donde:

$T_{\infty} = 20 \text{ [}^{\circ}\text{C]} = 293,15 \text{ [K]}$, es la temperatura exterior.

T_4 es la temperatura externa de la superficie aislada en cada sección de trabajo en [K], que al no ser conocida a priori se asumirá con un nuevo valor cualquiera al iniciar el cálculo.

A continuación, las propiedades termofísicas del aire son evaluadas a la temperatura de película, $T_{f_{ais}}$, obteniéndose el calor específico Cp_{aire} en [J/kgK], la densidad ρ_{aire} en [kg/m³], la viscosidad dinámica μ_{aire} en [Ns/m²] y la conductividad κ_{aire} en [W/mK]. (Véase Anexo 1)

Particularizando la Ecuación (58), el número de Grashof se define como:

$$Gr = \frac{\rho_{aire} \cdot g \cdot \beta \cdot (T_4 - T_{\infty})}{\mu_{aire}} \cdot L^3 \text{ []}$$

donde:

$g = 9,8 \text{ [m/s}^2\text{]}$, es la aceleración de la gravedad.

β es el coeficiente volumétrico de expansión térmica, [K⁻¹], $\beta = \frac{1}{T}$ si se asume que las propiedades del fluido son las de un gas ideal; para el aire se considera entonces, $\beta = \frac{1}{T_{\infty}} = 3,411 \cdot 10^{-3} \text{ [K}^{-1}\text{]}$.

L , longitud característica, se calculará ahora, incluyendo a la contribución del espesor de carcasa y con las mismas hipótesis utilizadas en el apartado 8.2.1.1. El espesor elegido de aislante, $e_{ais} = 20 \cdot 10^{-3} \text{ [m]}$ (apartado 8.2.1):

- Paredes verticales: la altura de pared será ahora la altura de carcasa, $alto_{ext} = 0,073 \text{ [m]}$, calculada en el apartado 8.2, añadiendo el espesor de aislamiento valor $e_{ais} \text{ [m]}$.

$$L_v = alto_{ext} + 2 \cdot e_{ais} = 0,113 \text{ [m]}$$

- Paredes horizontales: análogamente, incluyendo el espesor de aislamiento e_{ais} , la longitud característica, $L_H = \frac{A_s}{P}$, donde A_s es la sección de pared externa y P el perímetro de la misma, calculados en cada sección de trabajo, quedan como sigue:

$$A_s = (ancho_{ext} + 2 \cdot e_{ais}) \cdot l_{sec\ c} \text{ y } P = 2 \cdot (ancho_{ext} + 2 \cdot e_{ais} + l_{sec\ c})$$

donde:

$$ancho_{ext} = 0,193 \text{ [m]}, \text{ calculado en el apartado 8.2.}$$

$l_{sec\ c}$ es longitud asociada a cada sección de trabajo del intercambiador en [m], calculada en el apartado 7.1.3.

La longitud característica para las paredes horizontales tiene un valor, por tanto de:

$$L_H = \frac{(ancho_{ext} + 2 \cdot e_{ais}) \cdot l_{sec\ c}}{2 \cdot (ancho_{ext} + 2 \cdot e_{ais} + l_{sec\ c})} \text{ [m]}$$

Nótese, que se obtendrán también dos (2) números diferentes de Grashof, en función de la longitud característica, uno para las paredes verticales, Gr_v y otro para las horizontales, Gr_H .

Calculado el número de Grashof Gr , se calcula el número de Rayleigh Ra [], a través de la Ecuación (59), donde el numero de Prandtl (Ecuación (19)), será evaluado con las propiedades del aire a Tf_{ais} , obteniéndose el número de Rayleigh para las paredes verticales, Ra_v y para las paredes horizontales, Ra_H .

A continuación se realiza el cálculo del número de Nusselt, Nu [], para cada región.

- Cálculo del número de Nusselt a través de las paredes verticales:
Para las dos (2) paredes verticales aisladas del intercambiador de calor, el número de Nusselt, Nu_v , se calcula través de la correlación de *Churchill y Chu* definida por la Ecuación (60), con longitud característica en este caso de $L_v = alto_{ext} + 2 \cdot e_{ais} = 0,113 \text{ [m]}$.
- Cálculo del número de Nusselt a través de la pared horizontal superior:
Para la pared horizontal superior aislada del intercambiador de calor, se considera, en este caso, el proceso de convección libre sobre una placa

horizontal para flujo superior de placa caliente, con longitud característica

$$L_H = \frac{(ancho_{ext} + 2 \cdot e_{ais}) \cdot l_{sec\ c}}{2 \cdot (ancho_{ext} + 2 \cdot e_{ais} + l_{sec\ c})} \text{ [m]}.$$

Entonces el número de Nusselt, Nu_{HS} , se calcula a través de la correlación siguiente (Incropera et al., 2007, [15]):

$$Nu_{HS} = 0,54 \cdot Ra_H^{1/4} \dots \text{para } 10^4 \leq Ra_H \leq 10^7 \quad (67)$$

- Cálculo del número de Nusselt a través de la pared horizontal inferior:

Para la pared horizontal inferior aislada del intercambiador de calor, se considera, ahora el proceso de convección libre sobre una placa horizontal para flujo inferior de placa caliente, con longitud característica

$$L_H = \frac{(ancho_{ext} + 2 \cdot e_{ais}) \cdot l_{sec\ c}}{2 \cdot (ancho_{ext} + 2 \cdot e_{ais} + l_{sec\ c})} \text{ [m]}$$

En este caso el número de Nusselt, Nu_{HI} , se evalúa a través de la correlación siguiente (Incropera et al., 2007, [15]):

$$Nu_{HI} = 0,27 \cdot Ra_H^{1/4} \dots \text{para } 10^5 \leq Ra_H \leq 10^{10} \quad (68)$$

Nótese que, una vez más, las condiciones de aplicación para las correlaciones empíricas elegidas deberán comprobarse en el cálculo para cada caso (apartado 8.2.1.14).

Obtenido el número de Nusselt en cada región, el coeficiente de convección natural se calculará para cada zona a través de la ecuación:

$$h_{CONV} = \frac{k_{aire}}{L} \cdot Nu \text{ [W/m}^2\text{K]} \quad (69)$$

donde:

κ_{aire} es la conductividad térmica del aire evaluada a Tf_{ais} en [W/mK].

L es la longitud característica en cada caso: L_V o L_H en [m].

Nu es el número de Nusselt en cada caso: Nu_V , Nu_{HS} o Nu_{HI} [].

8.2.1.5 Cálculo del coeficiente de transmisión de calor por radiación

El coeficiente de transmisión de calor por radiación se define a través de la siguiente ecuación (Incropera et al., 2007, [15]):

$$h_{RAD} = \varepsilon \sigma (T_{sup} + T_{aire})(T_{sup}^2 + T_{aire}^2) \text{ [W/m}^2\text{K]} \quad (70)$$

donde:

ε es la emisividad de la superficie en estudio, con un valor medio general de $\varepsilon = 0,9$ [].

σ es la constante de Stefan-Boltzman, $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ [W/m}^2\text{K}^4\text{]}$.

T_{aire} es la temperatura del aire, esto es, $T_{aire} = T_{\infty} = 20 \text{ [}^{\circ}\text{C]} = 293,15 \text{ [K]}$.

T_{sup} , es la temperatura de la superficie en estudio, que como ya se ha explicado en el apartado 8.2.1.4, es la temperatura exterior de la superficie aislada en cada sección de trabajo en [K], T_4 .

La Ecuación (70) queda, por tanto, expresada de la siguiente forma:

$$h_{RAD} = \varepsilon \sigma (T_4 + T_{\infty})(T_4^2 + T_{\infty}^2)$$

8.2.1.6 Cálculo del coeficiente de transmisión total en el exterior

El coeficiente de transmisión de calor total en el exterior para cada región debido a los dos procesos de transferencia de calor, convección y radiación, se obtiene sin más que sumar ambos coeficientes de forma individualizada, esto es:

$$h = h_{CONV} + h_{RAD} \text{ [W/m}^2\text{K]} \quad (71)$$

8.2.1.7 Cálculo del flujo de calor en el exterior

El flujo de calor intercambiado del lado del aire para cada región y sección de trabajo, se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$\ddot{q}_{4\infty} = \frac{T_4 - T_{\infty}}{1/h_{4\infty}} \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (72)$$

donde:

T_4 es la temperatura externa de la superficie aislada en cada sección de trabajo en [K], en primera instancia asumida.

$T_{\infty} = 20 \text{ [}^{\circ}\text{C]} = 293,15 \text{ [K]}$, es la temperatura exterior.

$h_{4\infty}$ es el coeficiente de transmisión de calor total, h , en $[\text{W/m}^2\text{K}]$, calculado en el apartado 8.2.1.6.

8.2.1.8 Cálculo del calor intercambiado con el exterior

El calor intercambiado del lado del aire para cada región y sección de trabajo, se obtiene sin más que multiplicar el flujo de calor de cada región considerada por su área de transferencia, A_{tr} [m^2]:

$$q_{4\infty} = \frac{T_4 - T_{\infty}}{1/h_{4\infty}} \cdot A_{tr} \text{ [W]} \quad (73)$$

El área de transferencia para cada región y sección de trabajo se formula a continuación:

- Paredes verticales: $A_v = (\text{alto}_{ext} + 2 \cdot e_{ais}) \cdot l_{secc} \text{ [m}^2\text{]}.$
- Paredes horizontales: $A_H = (\text{ancho}_{ext} + 2 \cdot e_{ais}) \cdot l_{secc} \text{ [m}^2\text{]}.$

donde:

$\text{alto}_{ext} = 0,073 \text{ [m]}$ y $\text{ancho}_{ext} = 0,193 \text{ [m]}$, calculados en el apartado 8.2.

e_{ais} , espesor de aislamiento considerado en [m], $e_{ais} = 20 \cdot 10^{-3}$
[m] (*apartado 8.2.1*)

l_{sec} , longitud asociada a cada sección de trabajo del
intercambiador en [m], calculada en el *apartado 7.1.3*.

Así bien, el calor intercambiado del lado del aire para cada sección de trabajo de las cuatro (4) regiones consideradas, tiene un valor de:

$$q_{4\infty} = 2 \cdot q_{4\infty V} + q_{4\infty HS} + q_{4\infty HI} = (T_4 - T_{\infty}) \cdot \left[\frac{2 \cdot A_V}{1/h_{4\infty V}} + A_H \cdot \left(\frac{1}{1/h_{4\infty HS}} + \frac{1}{1/h_{4\infty HI}} \right) \right]$$

8.2.1.9 Cálculo de la temperatura de pared interior de carcasa, T_2

Para comprobar que la temperatura de superficie interna de carcasa para el intercambiador aislado seleccionada en primera instancia, T_2 asumida, es correcta se debe cumplir en cada sección de trabajo que el calor transmitido por convección natural del lado del agua, q_{12} (*apartado 8.2.1.3*), sea igual al calor intercambiado con el exterior, $q_{4\infty}$ (*apartado 8.2.1.8*), esto es:

$$q_{12} = q_{4\infty}$$

$$(T_1 - T_2) \cdot \left[\frac{2 \cdot A_V}{1/h_{12V}} + A_H \cdot \left(\frac{1}{1/h_{12HS}} + \frac{1}{1/h_{12HI}} \right) \right] = q_{4\infty} \quad (74)$$

Por tanto, se calculará T_2 a través de la Ecuación (74):

$$T_2 = T_1 - \frac{q_{4\infty}}{\frac{2 \cdot A_V}{1/h_{12V}} + A_H \cdot \left(\frac{1}{1/h_{12HS}} + \frac{1}{1/h_{12HI}} \right)} \quad (75)$$

El valor obtenido para T_2 es comparado con el valor asumido, si entre ellos existe una diferencia inferior a la diezmilésima (10^{-4}) el valor asumido se

considerará correcto y el proceso de cálculo avanza a la siguiente sección de trabajo, si no es así, se asumirá como nuevo valor de T_2 el valor calculado mediante la Ecuación (75) y se volverá a repetir el proceso de forma iterativa hasta que se cumpla la diferencia considerada y el proceso avance hacia el siguiente cálculo requerido.

8.2.1.10 Cálculo del calor transmitido por conducción

El calor transmitido por conducción entre la carcasa y el aislante en cada sección de trabajo q_{24} , viene dado por la siguiente ecuación:

$$q_{24} = \frac{T_2 - T_4}{[(e_{car} / \kappa_{mat}) + (e_{ais} / \kappa_{ais})] \cdot (1 / A_{24})} \text{ [W]} \quad (76)$$

donde:

T_2 es la temperatura de la pared interior de la carcasa en cada sección de trabajo en [K], obtenida mediante el proceso en el *apartado 8.2.1.9*.

T_4 es la temperatura exterior de la superficie aislada en cada sección de trabajo en [K], en primera instancia asumida.

e_{car} es el espesor de la carcasa del intercambiador, $e_{car} = 4 \cdot 10^{-3}$ [m], definido en el *apartado 8.2*.

e_{ais} es el espesor de aislamiento de lana de roca considerado, $e_{ais} = 20 \cdot 10^{-3}$ [m] (*apartado 8.2.1*).

κ_{mat} es la conductividad térmica del material de la carcasa en [W/mK], acero inoxidable AISI 304., evaluada a la temperatura media de pared (*Véase Anexo 3*).

κ_{ais} es la conductividad térmica media de la lana de roca entre 20 y 200 [°C], $\kappa_{ais} = 0,041$ [W/mK] (UNE-EN 13162:2009, [17])

A_{24} es el área de transferencia de la conducción. Así:

$$A_{24} = 2 \cdot (alto + ancho) \cdot l_{sec} \text{ [m}^2\text{]}$$

donde:

$alto = 0,065$ [m] y $ancho = 0,185$ [m], calculados en el apartado 6.5.3.

l_{sec} es la longitud asociada a cada sección de trabajo del intercambiador en [m], calculada en el apartado 7.1.3

8.2.1.11 Cálculo de la temperatura exterior de la superficie aislada, T_4

Para comprobar ahora que la temperatura externa de superficie aislada seleccionada en primera instancia, T_4 asumida, es correcta se debe cumplir en cada sección de trabajo que el calor transmitido por conducción, q_{24} (apartado 8.2.1.10), sea igual al calor intercambiado con el exterior, $q_{4\infty}$ (apartado 8.2.1.8), esto es:

$$q_{24} = q_{4\infty}$$

$$q_{24} = (T_4 - T_{\infty}) \cdot \left[\frac{2 \cdot A_V}{1/h_{4\infty V}} + A_H \cdot \left(\frac{1}{1/h_{4\infty HS}} + \frac{1}{1/h_{4\infty HI}} \right) \right] \quad (77)$$

Por tanto, se calculará T_4 a través de la Ecuación (77):

$$T_4 = T_{\infty} + \frac{q_{24}}{\frac{2 \cdot A_V}{1/h_{4\infty V}} + A_H \cdot \left(\frac{1}{1/h_{4\infty HS}} + \frac{1}{1/h_{4\infty HI}} \right)} \quad (78)$$

Análogamente al método usado para calcular la temperatura interna de pared, el valor obtenido para T_4 es comparado con el valor asumido, si entre ellos existe una diferencia inferior a la diezmilésima (10^{-4}) el valor asumido se considerará correcto y el proceso de cálculo avanza a la siguiente sección de trabajo, si no es así, se asumirá como nuevo valor de T_4 el valor calculado mediante la Ecuación (78) y se volverá a repetir el proceso desde el inicio de forma iterativa hasta que se cumpla la diferencia considerada.

8.2.1.12 Cálculo del calor total perdido por el intercambiador aislado

Completado el proceso iterativo en las cincuenta (50) secciones del intercambiador, el calor perdido por el intercambiador aislado con el exterior Q_{PER} , en el total de las secciones de trabajo, será según la Ecuación (55):

$$Q_{PER} = Q_{12} = Q_{24} = Q_{4\infty} \text{ [W]}$$

donde:

$Q_{12} = 2 \cdot Q_{12V} + Q_{12HS} + Q_{12HI}$, siendo:

$$\begin{aligned} \blacksquare \quad Q_{12V} &= \sum_{n=1}^{50} \frac{T_{1n} - T_{2n}}{1/h_{12Vn}} \cdot \text{alto} \cdot l_{sec\,cn} \\ \blacksquare \quad Q_{12HS} &= \sum_{n=1}^{50} \frac{T_{1n} - T_{2n}}{1/h_{12HSn}} \cdot \text{ancho} \cdot l_{sec\,cn} \\ \blacksquare \quad Q_{12HI} &= \sum_{n=1}^{50} \frac{T_{1n} - T_{2n}}{1/h_{12HIn}} \cdot \text{ancho} \cdot l_{sec\,cn} \end{aligned}$$

$$Q_{24} = \sum_{n=1}^{50} \frac{T_{2n} - T_{4n}}{[(e_{car}/\kappa_{matn}) + (e_{ais}/\kappa_{ais})] \cdot [1/(2 \cdot (\text{alto} + \text{ancho}) \cdot l_{sec\,cn})]}$$

$Q_{4\infty} = 2 \cdot Q_{4\infty V} + Q_{4\infty HS} + Q_{4\infty HI}$, siendo:

$$\begin{aligned} \blacksquare \quad Q_{4\infty V} &= \sum_{n=1}^{50} \frac{T_{4n} - T_{\infty}}{1/h_{4\infty Vn}} \cdot (\text{alto}_{ext} + 2 \cdot e_{ais}) \cdot l_{sec\,cn} \\ \blacksquare \quad Q_{4\infty HS} &= \sum_{n=1}^{50} \frac{T_{4n} - T_{\infty}}{1/h_{4\infty HSn}} \cdot (\text{ancho}_{ext} + 2 \cdot e_{ais}) \cdot l_{sec\,cn} \\ \blacksquare \quad Q_{4\infty HI} &= \sum_{n=1}^{50} \frac{T_{4n} - T_{\infty}}{1/h_{4\infty HIn}} \cdot (\text{ancho}_{ext} + 2 \cdot e_{ais}) \cdot l_{sec\,cn} \end{aligned}$$

8.2.1.13 Cálculo de la temperatura de pared exterior de carcasa, T_3

Para completar el cálculo de todas las temperaturas implicadas en el proceso de transferencia de calor, si bien el cálculo de pérdidas ya está concluido, sólo resta calcular la temperatura de pared exterior de la carcasa o temperatura interior de la superficie aislada, T_3 . Para ello, y basándose nuevamente en el

circuito térmico equivalente y el mecanismo de red eléctrica (Figura 22), se debe cumplir en cada sección de trabajo que el calor intercambiado sea igual al calor transmitido por conducción en el aislante, q_{24} , esto es:

$$q_{24} = q_{34}$$

$$q_{24} = \frac{T_3 - T_4}{(e_{ais} / \kappa_{ais}) \cdot (1 / A_{34})} \quad (79)$$

siendo A_{34} es el área de transferencia de la conducción del aislante.

$$A_{34} = 2 \cdot (alto_{ext} + ancho_{ext}) \cdot l_{sec\ c} [m^2]$$

donde:

$alto_{ext} = 0,073$ [m] y $ancho_{ext} = 0,193$ [m], calculados en el apartado 8.2.

$l_{sec\ c}$ es la longitud asociada a cada sección de trabajo del intercambiador en [m], calculada en el apartado 7.1.3

Por tanto, T_3 se calcula a través de la Ecuación (80):

$$T_3 = T_4 + \frac{q_{24}}{A_{34}} \cdot \left(\frac{e_{ais}}{\kappa_{ais}} \right) \quad (80)$$

8.2.1.14 Discusión de la idoneidad de las condiciones de aplicación para las correlaciones empíricas elegidas

Completado el cálculo, las condiciones de aplicación para las correlaciones empíricas asumidas deben ser evaluadas (apartados 8.2.1.1 y 8.2.1.4).

Se comprueban en este apartado el cumplimiento de las condiciones para cada proceso:

-Cálculo del número de Nusselt en el interior (lado del Agua):

Las correlaciones empleadas cuyas condiciones de aplicación deben ser evaluadas han sido:

- Pared Horizontal Superior: $Nu_{HS} = 0,15 \cdot Ra_H^{1/3} \dots$ para $10^7 \leq Ra_H \leq 10^{11}$
- Pared Horizontal Inferior: $Nu_{HI} = 0,27 \cdot Ra_H^{1/4} \dots$ para $10^5 \leq Ra_H \leq 10^{10}$

Del cálculo desarrollado (*apartado 8.2.1*) se obtiene que el número de Rayleigh para las paredes horizontales Ra_H del lado del agua, tiene un valor de:

$$Ra_H = 2,4 \cdot 10^8 []$$

Se comprueba así, que las condiciones de aplicación para las dos correlaciones empleadas se cumplen, pues:

- Pared Horizontal Superior: $10^7 \leq Ra_H = 2,4 \cdot 10^8 \leq 10^{11}$
- Pared Horizontal Inferior: $10^5 \leq Ra_H = 2,4 \cdot 10^8 \leq 10^{10}$

-Cálculo del número de Nusselt en el exterior (lado del Aire):

Las correlaciones empleadas cuyas condiciones de aplicación deben ser evaluadas, en este caso, han sido:

- Pared Horizontal Superior: $Nu_{HS} = 0,54 \cdot Ra_H^{1/4}$ para $10^4 \leq Ra_H \leq 10^7$
- Pared Horizontal Inferior: $Nu_{HI} = 0,27 \cdot Ra_H^{1/4} \dots$ para $10^5 \leq Ra_H \leq 10^{10}$

Del cálculo desarrollado (*apartado 8.2.1*) se obtiene que el número de Rayleigh para las paredes horizontales Ra_H del lado del aire, tiene un valor de:

$$Ra_H = 2,3 \cdot 10^6 []$$

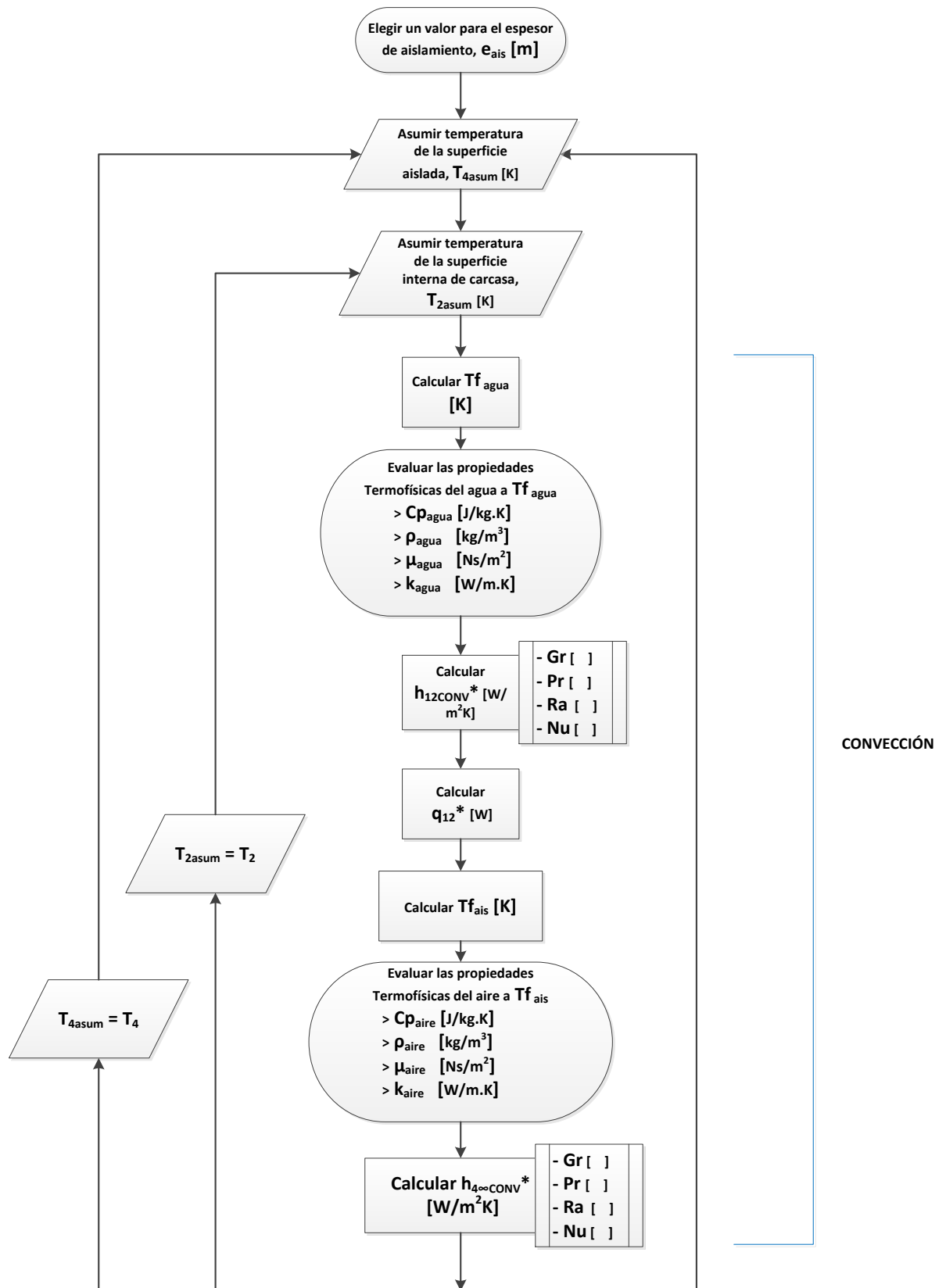
Se comprueba así, que las condiciones de aplicación para las dos correlaciones empleadas se cumplen, pues:

- Pared Horizontal Superior: $10^4 \leq Ra_H = 2,3 \cdot 10^6 \leq 10^7$
- Pared Horizontal Inferior: $10^5 \leq Ra_H = 2,3 \cdot 10^6 \leq 10^{10}$

Se puede concluir, por tanto, que las correlaciones empíricas empleadas en el proceso son válidas.

8.2.2 Diagrama de flujo del método de solución

El diagrama de flujo del método de solución se muestra en la Figura 23:



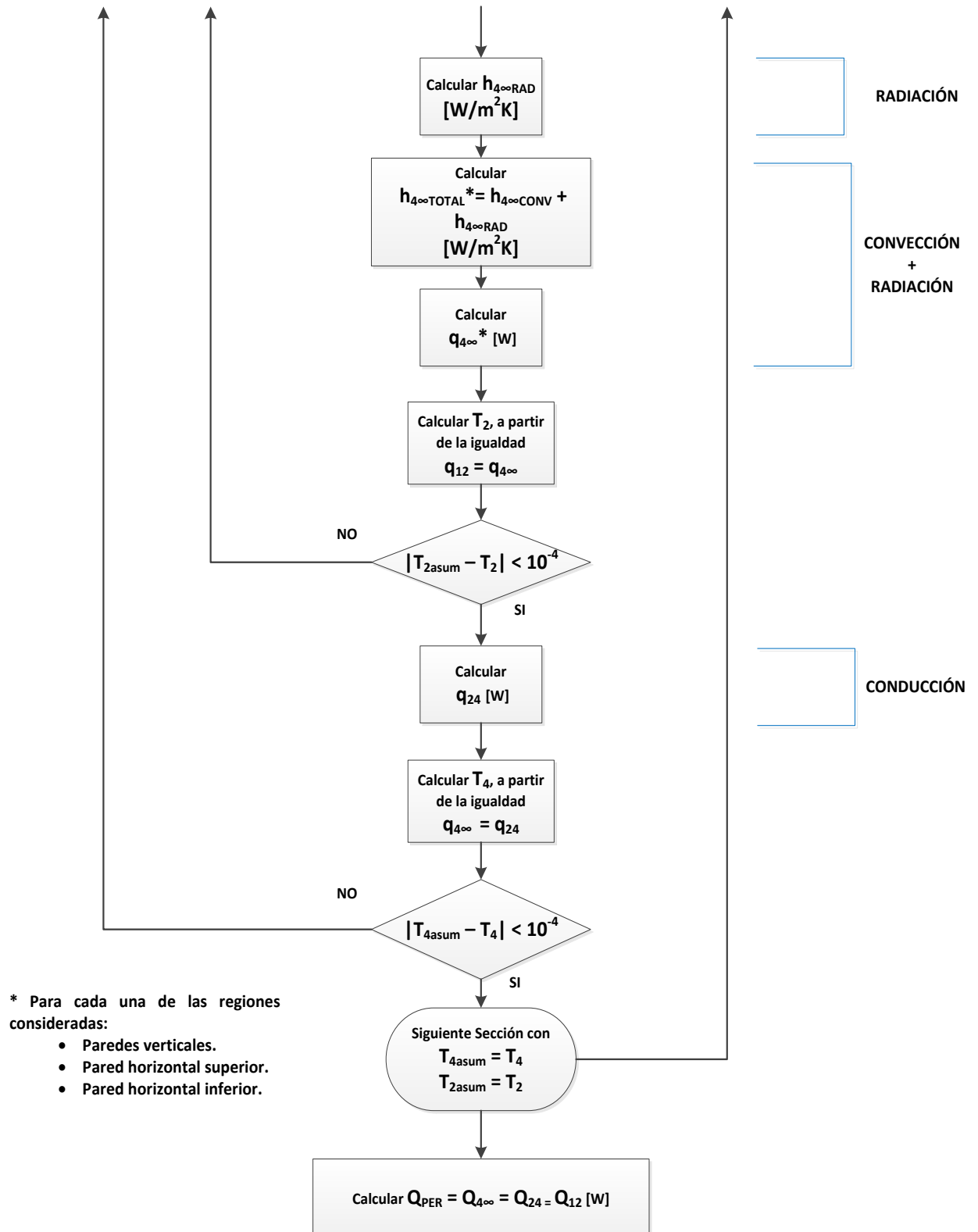


Figura 23. Diagrama de flujo del método de solución de las pérdidas de calor del intercambiador para un espesor de aislamiento elegido.

8.2.3 Resultados

Los resultados más relevantes del cálculo de las pérdidas de calor en el intercambiador aislado, para un espesor de aislamiento de lana de roca elegido de $e_{ais} = 20$ [mm], se muestran y analizan a continuación en las Tabla 13, Figura 24 y Tabla 14.

Tabla 13. Valores medios de las temperaturas participantes en el proceso de transferencia de calor al exterior del intercambiador aislado con lana de roca de 20 [mm] de espesor.

| T_1 [°C] | T_2 [°C] | T_3 [°C] | T_4 [°C] | T_{∞} [°C] |
|------------|------------|------------|------------|-------------------|
| 167,511 | 167,037 | 159,215 | 38,026 | 20,00 |

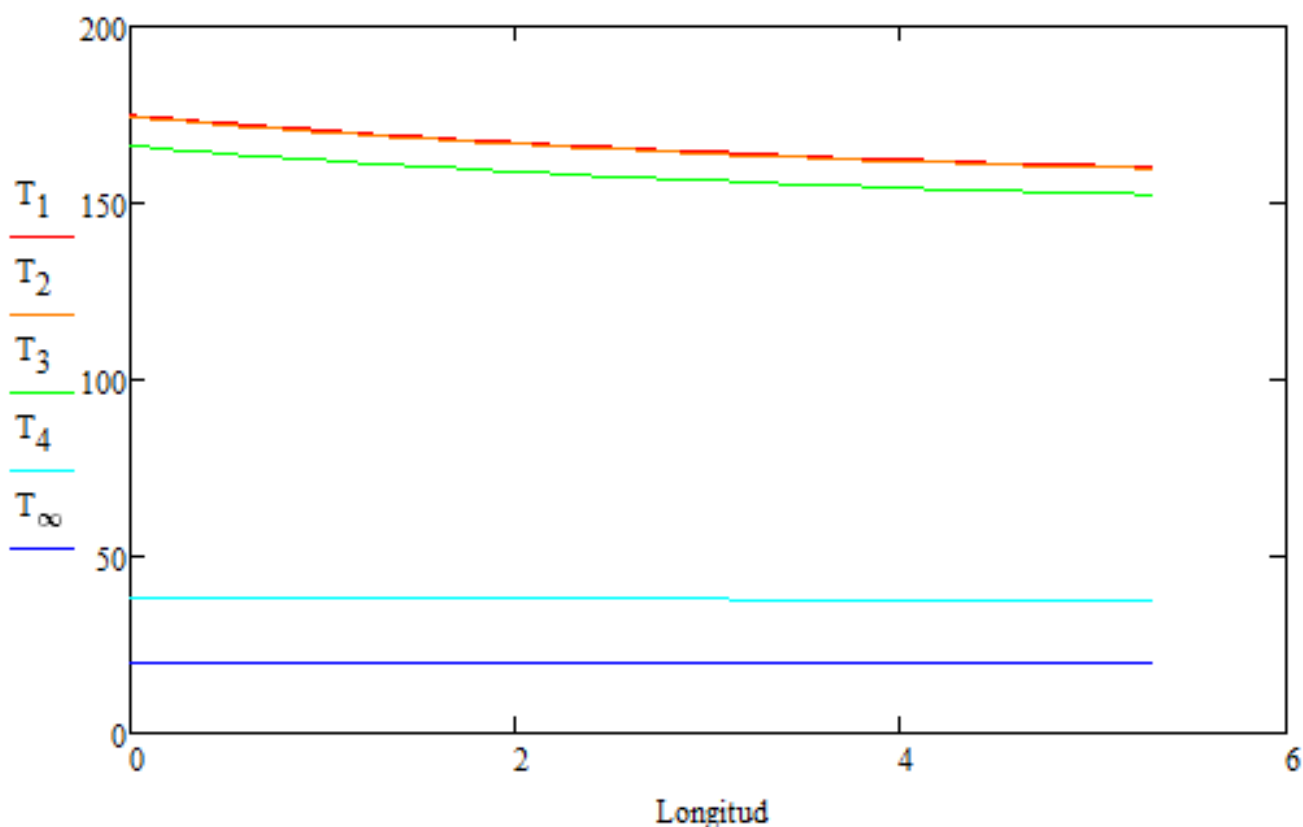


Figura 24. Variación de las temperaturas participantes en el proceso de transferencia de calor al exterior del intercambiador aislado con lana de roca de 20 [mm] de espesor a lo largo de la longitud de intercambio.

En la Tabla 13 y Figura 24 se muestran los valores medios y la variación a lo largo de la longitud de intercambio respectivamente, de las temperaturas relacionadas

en el proceso de transferencia de calor con el exterior, para el intercambiador aislado con un espesor de lana de roca de 20 [mm]:

- T_1 , temperatura media del agua [°C].
- T_2 , temperatura interna de pared de carcasa (lado del agua) en [°C].
- T_3 , temperatura externa de pared de carcasa e interna de la superficie aislante en [°C].
- T_4 , temperatura externa de la superficie aislante en (lado del aire) [°C].
- T_∞ , temperatura constante del ambiente exterior en [°C].

Los valores obtenidos para T_1 y T_2 son muy similares, esto es debido a que el coeficiente de convección del lado del agua es muy grande con respecto a los coeficientes que se obtienen del lado del aire (Se sabe que: Coeficientes convectivos de los líquidos \gg Coeficientes convectivos de los gases, $h_{liq} \gg h_{gas}$) lo que produce una resistencia térmica que se puede considerar incluso despreciable:

$$h_{12} \gg \rightarrow R_{12} = \frac{1}{h_{12}} \approx 0 \rightarrow T_1 \approx T_2$$

La temperatura obtenida en la pared externa de la carcasa, T_3 , tiene un valor no muy distinto del obtenido en la pared interna, T_2 . Este hecho se debe a que al tratarse de una carcasa de acero la conductividad térmica es elevada, produciendo una resistencia térmica muy pequeña frente a los fenómenos dominantes de transferencia de calor por conducción que se produce con el aislante y por convección y radiación que se producen con el aire exterior:

$$\kappa_{acero} \gg \rightarrow R_{23} = \frac{e_{car}}{\kappa_{acero}} \approx 0 \rightarrow T_2 \approx T_3$$

El salto apreciable de temperaturas se produce entre T_3 y T_4 , temperatura interna y externa respectivamente de la superficie aislante. El aislante, debido a su baja conductividad térmica, produce una resistencia térmica elevada que consigue, con un espesor de 20 [mm], una diferencia de temperaturas entre el interior y el exterior de más de 120 [C°], protegiendo el calor de intercambio del proceso y proporcionando en el exterior una temperatura segura ante accidentes y quemaduras ($T_4 = 38,026$ [°C]).

La variación entre T_4 y T_∞ , viene dada por los fenómenos de convección y radiación que se producen con el entorno exterior, del lado del aire circundante al

equipo, que se encuentra a una temperatura supuesta constante inferior, $T_{\infty} = 20$ [°C].

Tabla 14. Valor de las pérdidas del intercambiador aislado con lana de roca de 20 [mm] de espesor

| | |
|---------------|---------|
| Q_{PER} [W] | 728,764 |
|---------------|---------|

La pérdida de calor en el intercambiador aislado con el espesor de lana de roca elegido de $e_{ais} = 20$ [mm], es de $Q_{PER} \approx 0,7$ [kW] (Tabla 14), esto significa que de los 10,7 [kW] contenidos en la corriente de los gases de escape, tan sólo 0,7 [kW] se pierden con el exterior, una vez que el intercambiador ha sido aislado, intercambiándose por el sistema de forma efectiva finalmente 10 [kW].

8.3 Espesor óptimo económico de aislamiento

La determinación de un espesor de aislamiento adecuado obedece en algunos casos a condiciones exclusivamente técnicas, como puede ser limitar la temperatura de caída de un fluido o fijar la temperatura máxima superficial de un aislamiento por motivos de seguridad de los trabajadores.

Pero la mayor parte de las inversiones en aislamiento tienen un carácter económico: limitar las pérdidas de calor entre el equipo y su entorno. Por ello es necesario introducir conceptos económicos en la elección adecuada del espesor de aislamiento.

El planteamiento teórico es sencillo:

El aumento de espesor de aislamiento supone, por una parte un incremento de la inversión para su compra e instalación, mientras que por otra parte, las pérdidas de energía disminuyen haciendo que el coste asociado a su explotación sea menor.

Teniendo en cuenta ambos costes, deberá existir un espesor que minimice el coste total.

Representando gráficamente estos conceptos para el período de explotación, se tendrá (Figura 25):

-Coste de la inversión en función del espesor de aislamiento, e : CI [€]

-Coste de explotación en función también de e : CF [€]

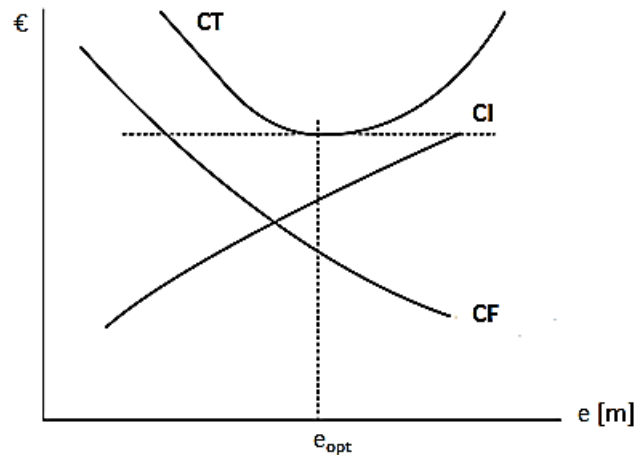


Figura 25. Coste total empresarial del aislamiento (Cortesía de Isover)

El coste total empresarial, CT [€], para cada espesor de aislamiento, será el resultado de los valores de ambas curvas: $CT = CI + CF$.

El coste total será mínimo para un espesor determinado: el espesor óptimo económico, e_{opt} .

8.3.1 Método de solución

El método de cálculo se basa en las aplicaciones del *Valor Actualizado Neto* (VAN).

El procedimiento consiste en determinar, para cada inversión en aislamiento, el *Valor Actualizado Neto* de los ahorros energéticos aportados y compararlo con los incrementos que supone la inversión.

Para determinar el VAN, se determina el Coef. VAN o coeficiente multiplicador que actualiza los ahorros en el período total que se considere.

$$Coef.VAN = \frac{t \cdot (t^n - 1)}{t - 1} \quad (81)$$

siendo:

$$t = \frac{1 + 0,01 \cdot b}{1 + 0,01 \cdot r}$$

donde:

b : aumento previsible del coste de la energía en %.

r : tasa de actualización neta en % (equivalente al interés bancario deducidos los impuestos y la inflación).

n : número de años para los que se efectúa el estudio (horizonte económico).

Para cada espesor de aislamiento térmico, e_i , se tendrán unas pérdidas de energía determinadas y un coste de inversión asociado.

A medida que aumenta el espesor, como ya se ha indicado, disminuyen las pérdidas energéticas y aumenta la inversión.

Si se consideran dos espesores consecutivos de aislamiento, la diferencia de pérdidas energéticas tendrá un valor económico que se actualiza con el coef. VAN para el período considerado. A su vez, existirá una diferencia de inversión de aislamiento.

Esto permite plantear la comparación:

| | | |
|------------|-------------------|--------------------------------|
| INCREMENTO | $>$ | |
| DE | \times Coef.VAN | $=$ INCREMENTO DE LA INVERSIÓN |
| AHORRO | $<$ | |

siendo:

INCREMENTO DE AHORRO: Valor pérdidas para e_{i-1} - Valor pérdidas para e_i

INCREMENTO DE INVERSIONES: Inversión para e_i - Inversión para e_{i-1}

Si el resultado de la inecuación es que el primer término es superior al segundo, indica que el incremento de ahorro es mayor que la inversión necesaria para obtenerlo. Por el contrario, si la inecuación indica que el incremento del ahorro obtenido requiere una inversión superior (primer término menor que el segundo) esta inversión no es rentable y debe disminuirse, es decir, reducir el espesor de aislamiento.

La situación óptima (espesor óptimo económico), por tanto, será la situación de equilibrio, es decir, cuando el incremento del ahorro es igual al incremento de la inversión.

Para encontrar el espesor óptimo económico del problema en estudio, se seguirá la secuencia de pasos descrita a continuación:

- I. Selección de un espesor de aislamiento, e_i [m].
- II. Pérdidas de energía de la instalación con e_i , $Q_{per}(e_i)$ [kW], determinadas en el apartado 8.2
- III. Valor de las pérdidas de energía [€/año], a partir de II.:

$$Q_{per}(e_i) \cdot p_E \cdot T \quad [\text{€/año}] \quad (82)$$

donde:

p_E : coste de la energía, [€/kWh]

T : tiempo anual de funcionamiento de la instalación, [h/año].

- IV. Valor actualizado de las pérdidas para todo el período [€], a partir de III.:

$$CF(e_i) = Q_{per}(e_i) \cdot p_E \cdot T \cdot Coef.VAN \quad [€] \quad (83)$$

donde:

$Coef.VAN$: definido mediante la Ecuación (81)

$$Coef.VAN = \frac{t \cdot (t^n - 1)}{t - 1}$$

- V. Incremento del ahorro entre dos espesores consecutivos [€], a partir de IV.:

$$\Delta CF(e_i) = [Q_{per}(e_{i-1}) - Q_{per}(e_i)] \cdot p_E \cdot T \cdot Coef.VAN \quad [€] \quad (84)$$

- VI. Incremento de la inversión de aislamiento entre dos espesores consecutivos [€]:

$$\Delta CI(e_i) = CI(e_i) - CI(e_{i-1}) \quad [€] \quad (85)$$

- VII. Diferencia entre el Incremento de ahorro y el Incremento de la inversión [€]:

$$\Delta CF(e_i) - \Delta CI(e_i) \quad [€] \quad (86)$$

El cálculo se debería realizar hasta que la diferencia $\Delta CF(e_i) - \Delta CI(e_i)$ (Ecuación (86)) sea 0 o el primer valor negativo posible, pero los espesores de aislamiento comercial varían de en 1 [cm] como mínimo, por lo que el espesor óptimo económico corresponderá al espesor que más se aproxime (positivo o negativo) a una diferencia 0

8.3.2 Cálculo del espesor óptimo de aislamiento

Para obtener el espesor óptimo económico, se realizan previamente los siguientes cálculos:

- **Cálculo del Coste de inversión:**

El coste de inversión en aislamiento en función del m^2 de superficie de aislamiento, se puede poner en función de dos (2) términos, uno dependiente de la cantidad de material utilizado y otro del coste de instalación (independiente del espesor), por tanto:

$$\ddot{CI} = a + b \cdot e \quad (87)$$

Conocido el coste del aislamiento para dos espesores dados es inmediato obtener ambos términos:

$$a = \ddot{CI}_1 - \frac{\ddot{CI}_1 - \ddot{CI}_2}{e_1 - e_2} \cdot e_1 \quad (88)$$

$$b = \frac{\ddot{CI}_1 - \ddot{CI}_2}{e_1 - e_2} \quad (89)$$

Los proveedores de lana de roca consultados ofrecieron unos precios medios para diferentes espesores de unos 52€ para espesores de 60 [mm] y unos 58€ para espesores de 90 [mm] Con estos datos, se obtuvo el valor de las constantes a y b , a partir de la Ecuación (88) y Ecuación (89), respectivamente:

$$a = 52 - \frac{52 - 58}{0.06 - 0.09} \cdot 0.06 = 40 \quad \text{y} \quad b = \frac{52 - 58}{0.06 - 0.09} = 200$$

Donde el valor de \ddot{CI} (Ecuación (87)) es entonces: $\ddot{CI} = 40 + 200 \cdot e$.

Finalmente, sin más que multiplicar por el área de aislamiento se obtiene el coste de inversión, CI [€] en cada caso.

- **Cálculo del Coeficiente VAN:**

El coeficiente VAN o coeficiente multiplicador, viene dado por la Ecuación (81):

$$Coef.VAN = \frac{t \cdot (t^n - 1)}{t - 1}$$

Para el estudio, se han considerado los siguientes datos:

- Número de años del estudio (período de vida medio de la instalación), $n = 20$ años.
- Incremento del coste de la energía en el período, $b = 3\%$ anual.
- Interés anual de dinero, deducidos impuestos, 5% .
- Tasa de inflación anual prevista, 3% .

Se determinará el Coef. VAN, en primer lugar:

$$t = \frac{1 + 0,01 \cdot b}{1 + 0,01 \cdot r}$$

donde $b = 3\%$ y $r = 5 - 3 = 2\%$, resulta $t = 1,01$

luego:

$$Coef.VAN = \frac{t \cdot (t^n - 1)}{t - 1} \text{ con } n = 20, \text{ resulta } Coef.VAN = 22,192$$

- **Cálculo del coste de la energía:**

El precio del litro [l] de Gasóleo C (según fuentes del *Ministerio de Industria, Energía y Turismo*) se sitúa entorno a los 1,08 [€].

Considerando una densidad para el Gasóleo C de 0,8 [kg/l] y un Poder calorífico inferior, PCI, de 12,5 [kWh/kg], el precio del kWh de Gasóleo C resulta:

$$p_E = \frac{1,08\text{€}}{l} \cdot \frac{l}{0,8\text{kg}} \cdot \frac{\text{kg}}{12,5\text{kWh}} = 0,11 \frac{\text{€}}{\text{kWh}}$$

- **Cálculo del tiempo anual de funcionamiento de la instalación:**

Si se supone un tiempo de funcionamiento diario medio del sistema de diez (10) horas, durante los cien (100) días de verano, el tiempo de operación anual, T , será:

$$T = 10 \frac{h}{\text{día}} \cdot 100 \frac{\text{días}}{\text{año}} = 1.000 [\text{h/año}].$$

Los resultados obtenidos con distintos espesores de aislamiento (calculados a partir del método definido en el apartado 8.2) para el proceso de cálculo detallado en el apartado 8.3.1 y con los datos considerados se muestran a continuación en la Tabla 15.

Tabla 15. Resultados de costes obtenidos para diferentes espesores de aislamiento en el intercambiador.

| e [m] | Q_{per} [kW] | $Q_{per} \cdot p_E \cdot T$ [€/año] | CF [€] | ΔCF [€] | ΔCI [€] | $\Delta CF - \Delta CI$ [€] |
|--------------|-------------------|--|----------------|--------------------|--------------------|--------------------------------|
| 0,010 | 1,293 | 142,230 | 3156,438 | - | - | - |
| 0,020 | 0,728 | 80,164 | 1779,039 | 1377,398 | 26,234 | 1351,163 |
| 0,030 | 0,509 | 55,976 | 1242,255 | 536,785 | 28,004 | 508,781 |
| 0,040 | 0,391 | 43,022 | 954,770 | 287,485 | 29,773 | 257,711 |
| 0,050 | 0,318 | 34,937 | 775,336 | 179,433 | 31,543 | 147,890 |
| 0,060 | 0,267 | 29,407 | 652,611 | 122,725 | 33,313 | 89,412 |
| 0,070 | 0,231 | 25,385 | 563,362 | 89,249 | 35,082 | 54,167 |
| 0,080 | 0,203 | 22,329 | 495,534 | 67,828 | 36,852 | 30,976 |
| 0,090 | 0,181 | 19,928 | 442,245 | 53,288 | 38,621 | 14,667 |
| 0,100 | 0,163 | 17,991 | 399,246 | 42,969 | 40,391 | 2,578 |
| 0,110 | 0,149 | 16,397 | 363,894 | 35,382 | 42,161 | -6,778 |

A la vista de los resultados obtenidos, se puede establecer que el espesor óptimo económico de aislamiento es de $e = 100$ [mm], por ser el valor de espesor que hace que la diferencia $\Delta CF - \Delta CI$ más se aproxime al valor 0 de equilibrio.

Pero hay que tener en cuenta que el coste de instalación es muy inferior al coste asociado de energía. En este caso, por tanto, usando el espesor de aislamiento económico como criterio, se corre el riesgo de que el diseño resultante haga del intercambiador un sistema inviable por sus dimensiones.

Se decide buscar, entonces, el espesor de aislamiento que permita unas pérdidas iguales o menores al 10% de las pérdidas que se producen en el intercambiador desnudo, valor ampliamente aceptado en la Industria y por el *Ministerio de Industria, Energía y Turismo* (IDAE,2007. [18]).

La pérdida de calor con el exterior del intercambiador desnudo, alcanza un valor de $Q_{PER} \approx 7$ [kW], sin más que hacer que el espesor de aislamiento tome un valor igual a 0 en el programa de cálculo desarrollado en el *apartado* 8.2, $e_{ais} = 0$; esto significa que de los 10 [kW] contenidos en la corriente de los gases de escape, tan sólo 3 [kW] se transferirían en el intercambio sin aislamiento, pues 7 [kW] se pierden en forma de calor con el exterior. Se comprueba, así, que el papel que juega el cálculo adecuado del aislamiento en la instalación es de suma importancia, pues sin él el diseño pierde gran parte de su utilidad y funcionalidad.

El espesor de aislamiento, por tanto, que permite unas pérdidas menores o iguales al 10% de las pérdidas producidas en el intercambiador desnudo, es aquel del que se derive una pérdida de calor al exterior de unos $Q_{PER} \approx 0,7$ [kW]. Este valor se consigue con un espesor de aislamiento de lana de roca igual a $e_{ais} = 20$ [mm] (Tabla 14), cuyos resultados y valores más representativos se han recogido en el *apartado* 8.2.3.

Se decide, en este punto aislar la instalación con lana de roca de 20 mm de espesor.

Este capítulo se dedica al diseño del intercambiador de calor calculado para su adaptación en el sistema térmico integrado considerado.

El intercambiador de calor va a ser incorporado dentro del sistema térmico integrado formado por el motor térmico alternativo, el propio intercambiador y la máquina frigorífica de absorción, de forma que el calor recuperado de los gases de escape del motor, en forma de agua caliente alimentará el generador de la máquina frigorífica de absorción.

El digrama de flujo del sistema se muestra, de manera esquemática, en la Figura 26:

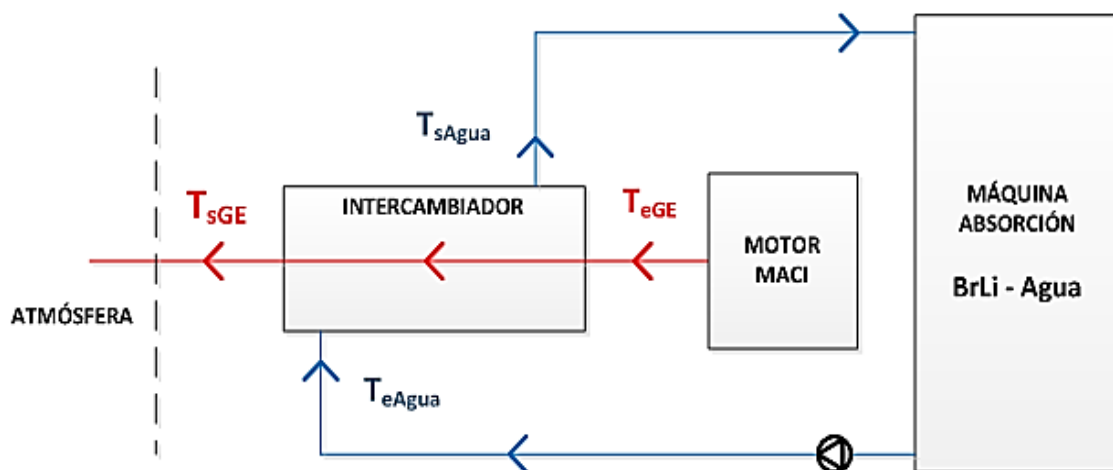


Figura 26. Esquema del Diagrama de Flujo del Sistema Térmico Integrado.

La implementación del intercambiador dentro del sistema térmico integrado hace necesario además, añadir un nuevo elemento: la bomba, que impulsará el agua desde su salida de la máquina de absorción a su entrada en el intercambiador.

La potencia necesaria requerida en el sistema para con la bomba se calcula a continuación:

- A partir de la Ecuación (1) se puede obtener el caudal de agua que tiene que ser impulsado por la bomba a la salida de la máquina de absorción, según:

$$\dot{m}_{agua} = \frac{\dot{Q}}{Cp_{agua} \cdot \Delta T_{agua}}$$

Datos:

\dot{Q} es la potencia real intercambiada, $\dot{Q} = 10$ [kW] (apartado 8.3.2)

ΔT_{agua} es la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida del agua en el intercambiador, $\Delta T_{agua} = 175 - 160 = 15$ [K] (apartado 5.2)

Cp_{agua} es calor específico medio del agua evaluado en el intercambiador, $Cp_{agua} = 4,378$ [kJ/kgK] (Tabla 6)

La masa de agua a impulsar por la bomba tiene un valor por tanto, de:
 $\dot{m}_{agua} = 0,152$ [kg/s].

- Por otra parte, se sabe que la pérdida de carga del agua a su paso por el intercambiador es de $\Delta P_{agua} = 7,38$ [Pa] (Tabla 9). La pérdida de carga total del agua en el sistema integrado será la suma de la pérdida de carga de ésta a su paso por el intercambiador más la pérdida de carga experimentada en la bomba que se asume en unos 0,5 [bar] , así, $\Delta P_{sistema} = \Delta P_{agua} + \Delta P_{bomba} \approx 0,5 \cdot 10^5$ [Pa].

Por tanto la potencia necesaria para la bomba se calcula como sigue:

$$\dot{Q}_{bomba} = \frac{\dot{m}_{agua} \cdot \Delta P}{\rho_{agua} \cdot \eta}$$

Datos:

$\dot{m}_{agua} = 0,152$ [kg/s].

$\Delta P = 0,5 \cdot 10^5$ [Pa]

ρ_{agua} es la densidad media del agua, $\rho_{agua} = 896,174$ [kg/m³] (Tabla 6)

η es el rendimiento de la conversión para bomba, $\eta = 0,65$ []

La potencia de la bomba tiene un valor entonces de $\dot{Q}_{bomba} = 13,1$ [W].

Por otro lado, el intercambiador de calor calculado presenta, tras la incorporación del aislamiento de lana de roca (*CAPÍTULO 7* y *CAPÍTULO 8*), las dimensiones que se detallan en la Tabla 16.

Tabla 16. Dimensiones generales del intercambiador de calor.

| | |
|-----------------|-----------|
| Alto | 0,113 [m] |
| Ancho | 0,233[m] |
| Longitud | 5,53[m] |

A la vista de las dimensiones obtenidas para el intercambiador de calor, se decide emplear un diseño de doblado del tipo mostrado en la Figura 27, a fin de reducir la longitud ocupada por el intercambiador en planta.

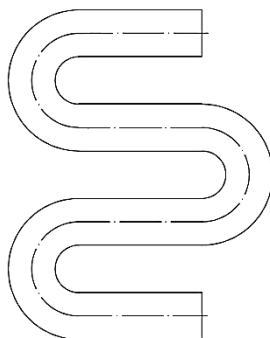


Figura 27. Esquema del diseño elegido para el intercambiador de calor.

La implementación del diseño trae consigo una serie de consideraciones que deben ser calculadas y evaluadas:

- El diámetro de cada codo acoplado (Codos de 180°) tendrá un valor aproximado de $D_{codo} \approx 2 \cdot Alto$ [m], a fin de que el diseño sea constructivamente viable.
- Se produce un aumento de la pérdida de carga, motivado por dos causas:
 - Los cambios de dirección de los fluidos en los codos, que producirán nuevas pérdidas de carga debidas a la aparición de flujos secundarios o separación de capa límite en las regiones cercanas a la entrada de los codos, y a la fricción con las paredes curvas.
 - La diferencia de altura entre la entrada y la salida del intercambiador de calor.

Estas pérdidas de carga deberán evaluarse a fin de no comprometer la pérdida de carga máxima admisible de diseño de los gases de escape de 300 [Pa] (*apartado 5.1*).

9.1 Valoración del aumetno de pérdida de carga de los gases de escape

La pérdida de carga se valorará a través de la *Ecuación de Bernoulli* (Martínez Bazán et al., 2005, [19]):

$$p + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 + \rho \cdot g \cdot z = Cte \quad (90)$$

donde:

p es la presión estática a la que está sometido el fluido en [Pa].

ρ es la densidad del fluido en [kg/m³].

v es la velocidad del fluido en [m/s].

g es la aceleración de la gravedad, $g = 9,8$ [m/s²].

z es la altura sobre el nivel de referencia en [m].

De la aplicación de la *Ecuación de Bernoulli* (Ecuación (90)) en el intercambiador, se obtiene:

$$p_1 + \frac{1}{2} \cdot \rho_1 \cdot v_1^2 + \rho_1 \cdot g \cdot z_1 = p_2 + \frac{1}{2} \cdot \rho_2 \cdot v_2^2 + \rho_2 \cdot g \cdot z_2 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_2^2 \cdot \left[\frac{L}{D} \cdot f + \sum_{i=1}^n K \right]$$

donde:

1 y 2 corresponden a la entrada y la salida del intercambiador, respectivamente.

$\rho_1 = \rho_2$, la densidad media de fluido se mantiene.

$v_1 = v_2$, la velocidad media de fluido se mantiene.

$z_1 = 0$ [m], se considera el nivel de referencia.

z_2 es la altura del intercambiador en [m].

L es la longitud del intercambiador en [m].

D es el diámetro de paso del fluido en [m].

f es el factor de fricción del fluido, [].

K es el coeficiente de pérdidas de los componentes adicionales (Codos), [].

La *Ecuación de Bernoulli* en el intercambiador, por tanto, se puede expresar como:

$$\Delta P_{12} = \rho_{fl} \cdot g \cdot z_2 + \frac{1}{2} \cdot \rho_{fl} \cdot v_{fl}^2 \cdot \left[\frac{L}{D} \cdot f_{fl} + \sum_{i=1}^n K_{codo} \right] \quad (91)$$

Obtenida la ecuación para el cálculo de las pérdidas de calor en el intercambiador que se desea diseñar, en una primera aproximación, se calcula la pérdida de carga de gases de escape que se alcanzaría para un diseño con un único codo acoplado, despreciando la diferencia de altura entre la entrada y la salida ($z_2 \approx 0$ [m]), donde la Ecuación (91) para estas condiciones es:

$$\Delta P_{12} = \frac{1}{2} \cdot \rho_{fl} \cdot v_{fl}^2 \cdot \left[\frac{L}{D} \cdot f_{fl} + K_{codo} \right] = \frac{1}{2} \cdot \rho_{fl} \cdot v_{fl}^2 \cdot \frac{L}{D} \cdot f_{fl} + \frac{1}{2} \cdot \rho_{fl} \cdot v_{fl}^2 \cdot K_{codo} \quad (92)$$

Nótese que el primer término, $\frac{1}{2} \cdot \rho_{fl} \cdot v_{fl}^2 \cdot \frac{L}{D} \cdot f_{fl}$, corresponde a la pérdida de carga de los gases de escape calculada mediante el proceso definido en el apartado 7.2.1, con un valor de $\Delta P_{int} = 184,801$ [Pa] (Tabla 9), y que la densidad y velocidad de fluido, asimismo se corresponden con la densidad y velocidad de los gases de escape obtenidas a través del proceso definido en el apartado 7.1.2, con valores $\rho_{int} = 0,569$ [kg/m³] y $v_{int} = 14,555$ [m/s] (Tabla 6 y Tabla 7, respectivamente)

El coeficiente de pérdidas K_{codo} [], para el codo acoplado de 180°, tiene un valor para un diámetro de paso del fluido, $D = D_i = 5$ [cm] ≈ 2 [pulgadas] de $K_{codo} = 0,35$ [] (Véase Anexo 4_Valores típicos del coeficiente de pérdidas en diferentes elementos en función de su diámetro.).

Sutituyendo los valores en la Ecuación (92), se obtiene que la pérdida de carga de los gases de escape, considerando un único codo en el recorrido y despreciando la diferencia de altura entre la entrada y la salida, alcanzaría un valor igual a:

$$\Delta P_{12} = 184.801 + \frac{1}{2} \cdot 0,569 \cdot (14,555^2) \cdot 0,35 = 205,896 \text{ [Pa]}$$

El valor obtenido, $\Delta P_{12} = 205,896$ [Pa], es menor que el valor de pérdida de carga máxima admisible del sistema, de 300 [Pa].

$$\Delta P_{12} < 300 [\text{Pa}]$$

Por lo que, el diseño en una primera aproximación es viable.

9.2 Configuración del diseño del intercambiador de calor

Se decide establecer una configuración de diseño constituida por tres (3) codos acoplados de 180°.

- El diámetro de codo tendrá un valor de $D_{codo} \approx 2 \cdot Alto = 2 \cdot 0,113 = 0,226$ [m],

$$D_{codo} = 0,25 [\text{m}]$$

- La pérdida de carga experimentada por los gases de escape vendrá dada a través de la Ecuación (91), como:

$$\Delta P_{12} = \rho_{fl} \cdot g \cdot z_2 + \frac{1}{2} \cdot \rho_{fl} \cdot v_{fl}^2 \cdot \left[\frac{L}{D} \cdot f_{fl} + 3 \cdot K_{codo} \right]$$

Datos:

$$\frac{1}{2} \cdot \rho_{fl} \cdot v_{fl}^2 \cdot \frac{L}{D} \cdot f_{fl} = \Delta P_{int} = 184,801 [\text{Pa}] \text{ (Véase Tabla 9)}$$

$$\rho_{fl} = \rho_{int} = 0,569 [\text{kg/m}^3] \text{ (Véase Tabla 6)}$$

$$g = 9,8 [\text{m/s}^2]$$

$$v_{fl} = v_{int} = 14,555 [\text{m/s}] \text{ (Véase Tabla 7)}$$

$$K_{codo} = 0,35 []. \text{ (Véase Anexo 4)}$$

$$z_2 = 0,863 [\text{m}]. \text{ (Véase Figura 29)}$$

La pérdida de carga experimentada por los gases de escape alcanza un valor igual a:

$$\Delta P_{12} = 252,897 [\text{Pa}] < 300 [\text{Pa}]$$

La configuración de diseño establecida para tres (3) codos acoplados de 180° es por tanto, viable tanto desde el punto de vista mecánico como desde el punto de vista de la implantación práctica por sus dimensiones.

9.3 Planos del intercambiador de calor

A continuación se muestran los planos de diseño del intercambiador de calor acotados.

El Alzado, Perfil y Planta del intercambiador se muestran según el sistema europeo en la Figura 28, mientras que en la Figura 29 se presenta su sección de corte transversal.

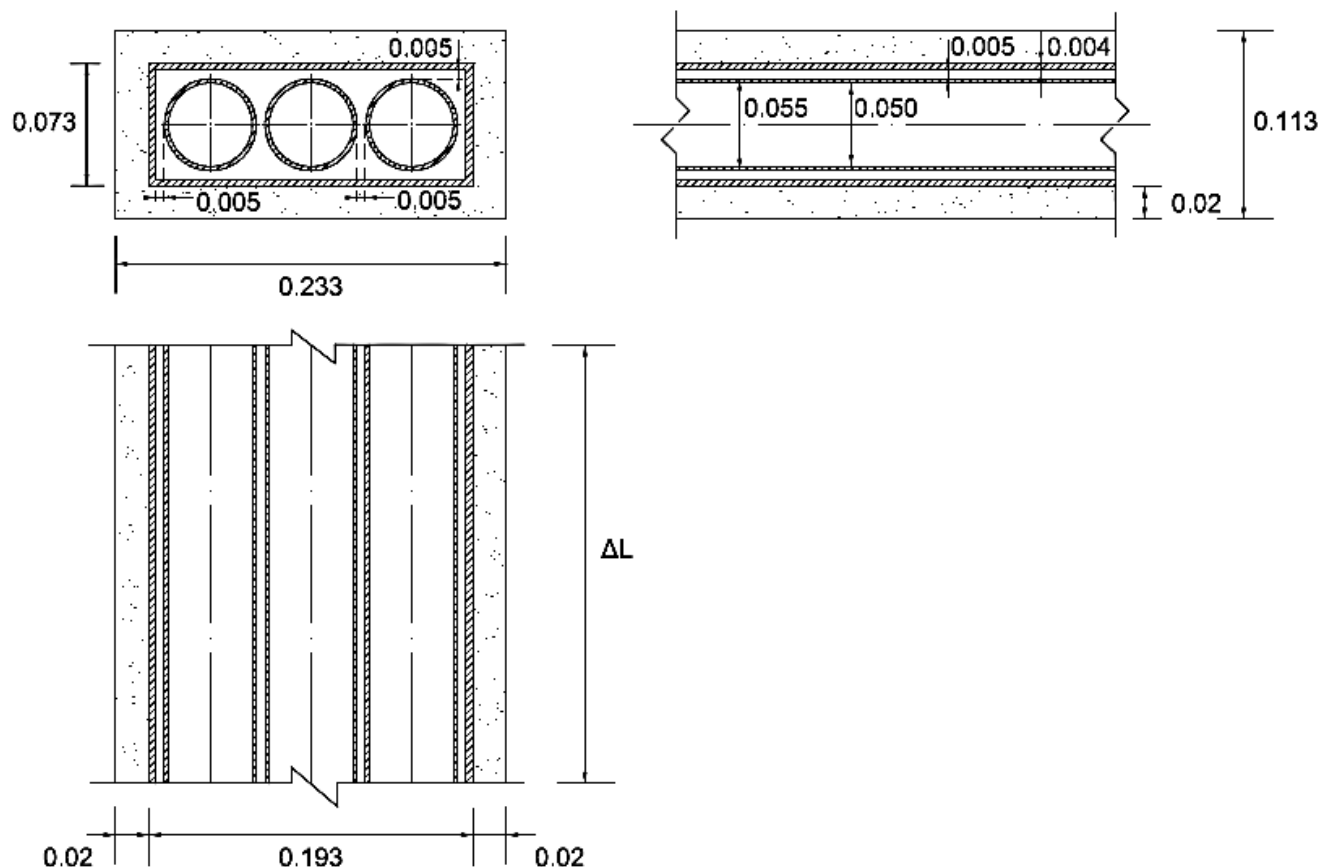


Figura 28. Alzado, Perfil y Planta del diseño del intercambiador de calor.

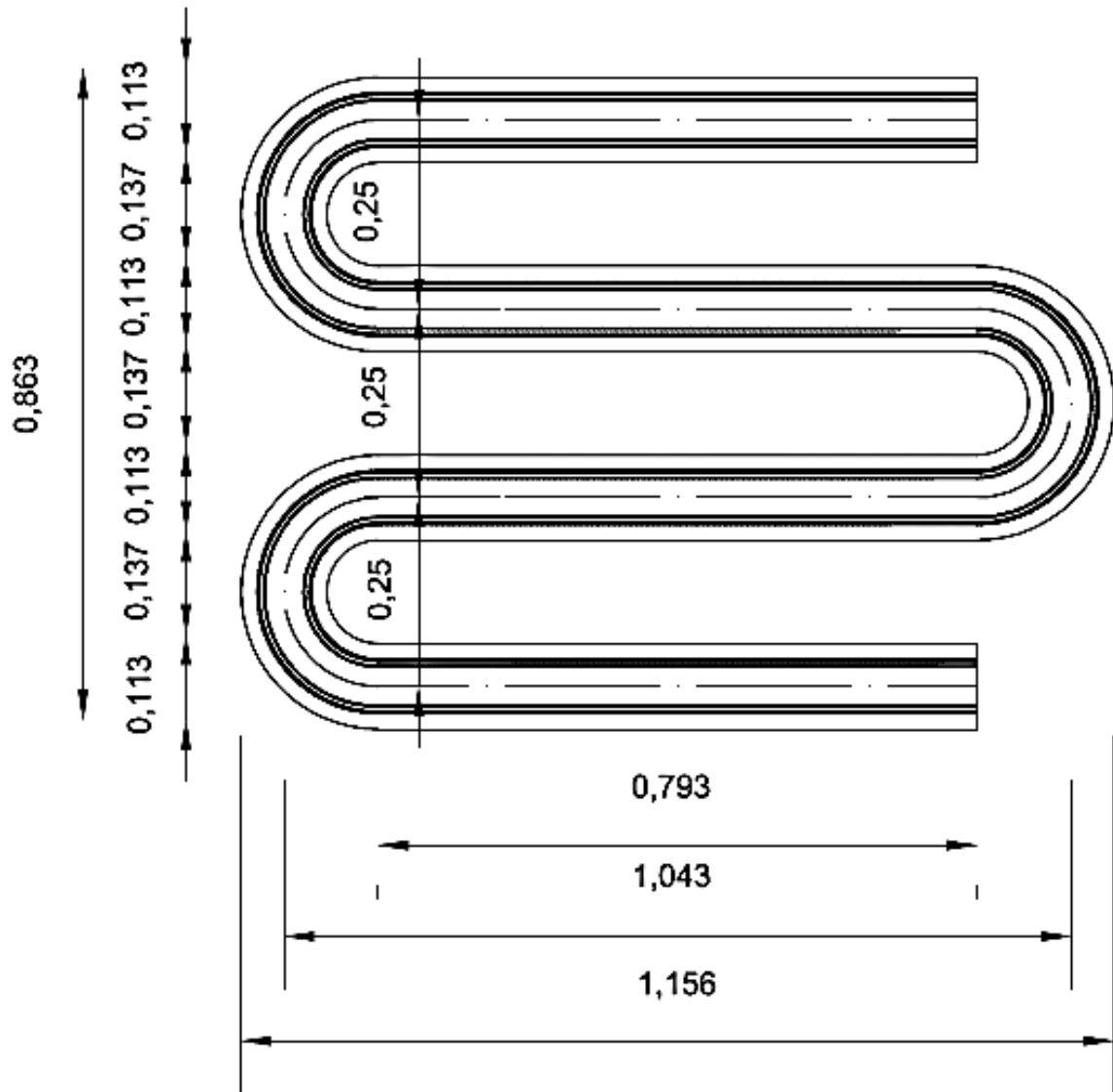


Figura 29. Sección de corte transversal del diseño del intercambiador de calor.

CAPÍTULO 10. ESTUDIO DE LA VIABILIDAD DEL SISTEMA. VALORACIÓN DE LOS BENEFICIOS APORTADOS

En este capítulo se analizan los beneficios energéticos, económicos y ambientales de la implantación del intercambiador de calor seleccionado para recuperar el calor residual de la corriente de los gases de escape del motor térmico, y aprovecharlo para calentar agua que será suministrada a la máquina de absorción.

Si se supone un tiempo de funcionamiento diario medio del sistema de diez (10) horas, durante los cien (100) días de verano en los que estará en funcionamiento la máquina de absorción, el tiempo de operación anual, T , del intercambiador de calor será:

$$T = 10 \frac{h}{dia} \cdot 100 \frac{dias}{año} = 1.000 [h/año].$$

Por lo que, la energía ahorrada anualmente, puede calcularse con la siguiente expresión:

$$Q_{anual} = Q \cdot T \text{ [kWh/año]} \quad (93)$$

donde:

Q , es la potencia ahorrada por el sistema en [kW].

T , es el tiempo de operación anual del sistema en [h/año].

Así, se sabe que el intercambiador se ha diseñado para recuperar una potencia de $Q = 10$ [kW] (*apartado 8.3.2*), por lo tanto la energía ahorrada anualmente por el sistema será de:

$$Q_{inter_anual} = Q \cdot T = 10kW \cdot 1.000 \frac{h}{año} = 10.000 \text{ [kWh/año]}$$

Una vez obtenido el valor de la energía ahorrada en la implementación del intercambiador diseñado, se realiza un análisis de los posibles beneficios del sistema a tres (3) niveles:

- Energético.
- Ambiental.
- Económico.

Para valorar estos tres (3) niveles se han comparado los resultados obtenidos del intercambiador con cuatro (4) posibles fuentes de generación de energía, que se podrían utilizar en un entorno habitual para generar la energía que en el presente proyecto se pretende recuperar con el cambiador:

- Electricidad.
- Gas natural.
- G.L.P (gases licuados del petróleo), en concreto Butano.
- Gasóleo C.

10.1 Ahorro energético

La energía ahorrada anualmente con el sistema integrado asciende a:

$$Q_{anual} = 10.000 \text{ [kWh/año]}$$

Para evaluar el ahorro energético aportado por el sistema se va a comparar, como ya se ha explicado, con la energía equivalente que habría de emplearse para el caso de las cuatro (4) fuentes más habituales: Electricidad, Gas natural, G.L.P., Gasóleo C.

✓ *Nota importante: la energía ahorrada por el sistema es energía neta ahorrada, por lo que se trata de valorar el rendimiento de cada una de las cuatro fuentes de energía para obtener energía útil.*

10.1.1 Ahorro energético de Electricidad

El rendimiento de la conversión de la electricidad a energía útil se puede establecer entorno al 95%.

Así bien,

$$\eta_e \approx 0.95 \Rightarrow E_e = \frac{Q_{anual}}{\eta_e} = \frac{10.000}{0,95} = 10.526,3 \text{ [kWhe/año]}$$

donde:

η_e , es el rendimiento de la conversión de electricidad a energía útil, [].

E_e , es la energía necesaria en [kWhe/año].

La implantación del intercambiador de calor supondría un ahorro energético eléctrico de $E_e = 10.526,3$ kWh anuales.

10.1.2 Ahorro energético de Gas Natural

El Gas Natural como combustible tiene un buen rendimiento. El metano, del que está constituido entorno al 90%, es un gas muy ligero y la superficie de las moléculas expuestas al aire (O_2) es mucha, por lo que arde fácilmente.

Todo esto contribuye a que el rendimiento de la conversión del gas natural a energía útil se pueda establecer entorno al 85%.

Así bien,

$$\eta_{GN} \approx 0.85 \Rightarrow E_{GN} = \frac{Q_{anual}}{\eta_{GN}} = \frac{10.000}{0,85} = 11.764,7 \text{ [kWhGN/año]}$$

donde:

η_{GN} , es el rendimiento de la conversión de Gas Natural a energía útil, [].

E_{GN} , es la energía necesaria en [kWhGN/año].

La implantación del intercambiador de calor supondría un ahorro energético de Gas Natural de $E_{GN} = 11.764,7$ kWh anuales.

10.1.3 Ahorro energético de Gases Licuados del Petróleo (G.L.P.)

Los Gases Licuados del Petróleo como combustible tienen un peor rendimiento que el Gas Natural. El rendimiento disminuye debido a que las moléculas son de mayor tamaño, aumentando la dificultad para ponerlas en contacto con el O_2 .

Por lo que en este caso, el rendimiento de la conversión de los Gases Licuados del Petróleo a energía útil se establece entorno al 80%.

Así bien,

$$\eta_{BU} \approx 0.80 \Rightarrow E_{BU} = \frac{Q_{anual}}{\eta_{BU}} = \frac{10.000}{0,80} = 12.500 \text{ [kWhBU/año]}$$

donde:

η_{BU} , es el rendimiento de la conversión de G.L.P. a energía útil, [].

E_{BU} , es la energía necesaria en [kWhBU/año].

La implantación del intercambiador de calor supondría un ahorro energético de Gases Licuados del Petróleo de $E_{BU} = 12.500$ kWh anuales.

10.1.4 Ahorro energético de Gasóleo C

De las cuatro fuentes energéticas que se estudian el Gasóleo C ofrece el peor rendimiento de conversión al tratarse de un producto líquido.

El rendimiento de la conversión del Gasóleo C a energía útil se establece entorno al 75%.

Así bien,

$$\eta_{GC} \approx 0.75 \Rightarrow E_{GC} = \frac{Q_{anual}}{\eta_{GC}} = \frac{10.000}{0,75} = 13.333,3 \text{ [kWhGC/año]}$$

donde:

η_{GC} , es el rendimiento de la conversión de Gasóleo C a energía útil, [].

E_{GC} , es la energía necesaria en [kWhGC/año].

La implantación del intercambiador de calor supondría un ahorro energético de Gasóleo C de $E_{GC} = 13.333,3$ kWh anuales.

Como último apunte decir, que se ha calculado el ahorro energético para las cuatro fuentes en [kWh/año], sin embargo para el caso de los Gases Licuados del Petróleo y el Gasóleo C las cuantificaciones se suelen establecer en unidades de masa.

Se establece a continuación, el ahorro energético para los Gases Licuados del Petróleo y el Gasóleo C en unidades de masa a través de su Poder Calorífico Inferior:

- Gases licuados del petróleo-Butano:

$$\text{Poder Calorífico Inferior del Butano: } P.C.I_{BU} \approx 13,5 \frac{kWh}{kg},$$

La cantidad ahorrada de Gases Licuados del Petróleo tendría un valor en

$$\text{kilogramos anuales de } m_{BU} = \frac{E_{BU}}{P.C.I_{BU}} = \frac{12.500 kWh/año}{13,5 kWh/kg} = 925,9 \text{ [kg/año]}.$$

Se puede establecer un valor aún más familiar para la cantidad de butano ahorrada. Se sabe que la bombona de butano comercial contiene 12,5 kg de butano en su interior. Por lo tanto, la implantación del intercambiador de calor supondría un ahorro de unas 74 bombonas de butano anuales.

- Gasóleo C:

$$\text{Poder Calorífico Inferior del Gasóleo C: } P.C.I_{GC} \approx 12 \frac{kWh}{kg},$$

La cantidad ahorrada de Gasóleo C tendría un valor en kilogramos anuales de

$$m_{GC} = \frac{E_{GC}}{P.C.I_{GC}} = \frac{13.333,3 \frac{kWh}{año}}{12 \frac{kWh}{kg}} = 1.111,1 \text{ [kg/año]}.$$

Por lo tanto, la implantación del intercambiador de calor supondría un ahorro de unos 1.111,1 kilogramos anuales de Gasóleo C.

Así bien, los beneficios aportados por el sistema desde el punto de vista del ahorro energético no son nada despreciables para ninguna de las formas de energía estudiadas.

10.2 Reducción del impacto ambiental

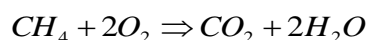
A continuación se evalúan los beneficios medioambientales producidos de la implantación del sistema integrado.

En concreto, se va a evaluar cuántos kilogramos de CO₂ se dejarían de emitir a la atmósfera anualmente al utilizar el sistema en lugar de otras fuentes para obtener la misma energía.

Para calcular la reducción de emisiones de CO₂, es necesario conocer cuántos kilogramos del mismo se producen al quemar un (1) kilogramo de cada tipo de combustible, para ello se muestra a continuación el proceso a seguir para el caso del gas Metano (CH₄).

¿Cuánto CO₂ se produce al quemar 1kg de Metano?

La reacción de combustión es la que sigue:



Y con una simple regla de tres con sus masas moleculares, resulta:

$$\begin{array}{ccc} 16kgCH_4 & & 44kgCO_2 \\ & & x \\ 1kg & & x = \frac{44}{16} = 2,75 \frac{kgCO_2}{kgCH_4} \end{array}$$

Por último, dividiendo por el Poder Calorífico Inferior del Metano,

$$PCI_{CH_4} = 13,9 \frac{kWh}{kg}, \text{ se obtiene la cantidad de CO}_2 \text{ emitida al quemar 1 [kg] de}$$

Metano:

$$1 \text{ [kg]} \text{ de } CH_4 \text{ al ser quemado emite } \frac{2,75 \text{ kg } CO_2}{\text{kg } CH_4} \cdot \frac{\text{kg } CH_4}{13,9 \text{ kWh } CH_4} = 0,19 \frac{\text{kg } CO_2}{\text{kWh } CH_4}$$

Así pues, conocidas las emisiones de dióxido de carbono por kWh de Metano y sabiendo que el Gas Natural está compuesto típicamente de Metano en un porcentaje entorno al 91-95%, al añadir las contribuciones del resto de componentes del Gas Natural (propano, etano,...), se obtiene el valor para las emisiones de CO_2 que sigue:

- En la producción de 1 kWh con Gas Natural se emiten $\approx 0,21 - 0,22 \text{ kg } CO_2$.

Operando de forma análoga se obtienen las emisiones para el resto de fuentes, los valores se muestran a continuación:

- En la producción de 1 kWh con G.L.P. se emiten $\approx 0,24 \text{ kg } CO_2$.
- En la producción de 1 kWh con Gasóleo C se emiten $\approx 0,26 \text{ kg } CO_2$.

Nótese que cuanto mayor es la molécula de combustible, mayor es la emisión de CO_2 , por lo que si por ejemplo, se estuviera calculando para el caso de un combustible como el carbón los resultados obtenidos arrojarían valores mayores y por tanto, un poder contaminante superior.

Para el cálculo de las emisiones generadas a través de la electricidad se deben tener en cuenta ciertas consideraciones:

La generación de electricidad, dependiendo de la tecnología utilizada, provoca diferentes niveles de emisiones CO_2 .

El cálculo de los factores de emisión se realiza de acuerdo con los valores presentados por el Plan de Energías Renovables (PER 2005-2010), cifras en concordancia con lo expuesto en la Decisión 2007/589/CE de la Comisión, de 18 de julio de 2007, por la que se establecen directrices para el seguimiento y la notificación de las emisiones de gases de efecto invernadero de conformidad con la Directiva 2003/87/CE del Parlamento Europeo y del Consejo.

Así para el parque peninsular los factores de emisión serán:

- Factores de emisión:
 - Central Térmica de Carbón: $0,95 \text{ kg } CO_2/\text{kWh}$.
 - Central Térmica de Ciclo Combinado de Gas Natural: $0,37 \text{ kg } CO_2/\text{kWh}$.
 - Central Térmica de Fuel+Gas: $0,70 \text{ kg } CO_2/\text{kWh}$.
 - Hidráulica: $0,00 \text{ kg } CO_2/\text{kWh}$.

- Nuclear: 0,00 kgCO₂/kWh.
- Eólica: 0,00 kgCO₂/kWh.
- Resto del Régimen Especial: 0,25 kgCO₂/kWh.

Dentro del apartado de “Resto del Régimen Especial”, se tiene:

- Cogeneración: 58% del total; 0,37 kgCO₂/kWh.
- Biomasa: 7,0% del total; 0,00 kgCO₂/kWh.
- Residuos: 7,6% del total; 0,24 kgCO₂/kWh.
- Tratamiento de Residuos: 8,5% del total; 0,24 kgCO₂/kWh.
- Hidráulica: 12,8% del total; 0,00 kgCO₂/kWh.
- Solar: 6,2% del total; 0,00 kgCO₂/kWh.

Una vez conocidos los factores de emisión para cada una de las fuentes de energía que integran el parque peninsular generador, es necesario conocer el desglose porcentual del origen de la electricidad; para ello se han usado los porcentajes medios anuales de 2011 facilitados por Red Eléctrica de España, REE y que se muestran en la Figura 30.

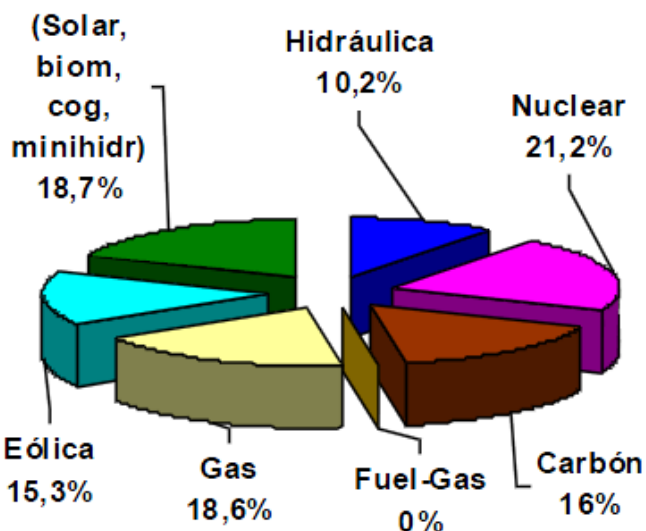


Figura 30. Origen de la electricidad (Desglose2011) (Cortesía de REE)

La tasa de emisión total asociada al parque generador peninsular corresponde a la suma de las tasas de emisión de cada una de las fuentes de energía, el cálculo se muestra en la Tabla 17:

Tabla 17. Tasas de emisión de CO₂ del parque eléctrico español.

| Fuente Energía | Factor emisión [kgCO ₂ /kWh] | %Producción total anual | Factor emisión relativo [kg CO ₂ /kWh] |
|---|---|-------------------------|---|
| Carbón | 0,95 | 16 | 0,95·0,16=0,152 |
| Gas Natural | 0,37 | 18,6 | 0,37·0,186=0,069 |
| Fuel+Gas | 0,70 | 0 | 0,70·0,00=0,000 |
| Hidráulica | 0,00 | 10,2 | 0,00·0,102=0,000 |
| Nuclear | 0,00 | 21,2 | 0,00·0,212=0,000 |
| Eólica | 0,00 | 15,3 | 0,00·0,153=0,000 |
| Rég. Especial | 0,25 | 18,7 | 0,25·0,187=0,047 |
| Tasa de emisión total del parque eléctrico español ≈ 0,268 [kg CO₂/kWh] | | | |

Se resumen a continuación, en la Tabla 18, los factores de emisión obtenidos para las cuatro (4) fuentes en estudio:

Tabla 18. Factores de emisión de CO₂ de las fuentes en estudio.

| Fuente Energía | Factor emisión [kg CO ₂ /kWh] |
|----------------|--|
| Electricidad | 0,268 |
| Gas Natural | 0,21-0,22 |
| G.L.P. | 0,24 |
| GASÓLEO C | 0,26 |

En el sistema energético integrado, la potencia recuperada por el intercambiador de calor se realiza de forma limpia, sin emisiones; no así la potencia eléctrica necesaria de la bomba que va generar unas emisiones de CO₂ anualmente, que se calculan a continuación:

Se ha determinado que la bomba necesita una potencia de $\dot{Q}_{bomba} = 13,1 [W]$ (Véase *CAPÍTULO 9*). Por tanto, la energía necesaria anualmente por la bomba en el sistema se calcula a través de la Ecuación (93) como sigue:

$$Q_{bom_anual} = Q \cdot T = 13,1 \cdot 10^{-3} kW \cdot 1.000 \frac{h}{año} = 13,1 [kWh/año]$$

Las emisiones de CO₂ generadas anualmente por el funcionamiento de la bomba en el sistema ascienden a:

$$Emisiones_{Bomba} CO_2 = Q_{bom_anual} \cdot FE_e = 13,1 \cdot 0,268 = 3,5 \frac{kgCO_2}{año}$$

donde:

Q_{bom_anual} , es la energía necesaria anualmente para la bomba [kWh/año].

FE_e , es el factor de emisión de CO₂ para la Electricidad en [kgCO₂/kWh] (Tabla 18).

Seguidamente se calculan los beneficios, en forma de reducción de emisiones de CO₂ anuales, que se derivarían de implementar el intercambiador de calor en el sistema integrado y recuperar la energía, que de otra forma debería de ser producida por alguna de las fuentes en estudio con la consiguiente emisión de CO₂.

Las emisiones de CO₂ que se generarían si la energía anual ahorrada por el sistema, $Q_{anual} = 10.000 [kWh/año]$, hubiera de ser producida por las distintas fuentes en estudio y que por lo tanto se podrían reducir a 3,5 kg CO₂ de ser implantando el sistema diseñado ascenderían a:

10.2.1 Emisiones de CO₂ que generaría la utilización de Electricidad

$$\text{Electricidad} \Rightarrow Emisiones_e CO_2 = Q_{anual} \cdot FE_e = 10.000 \cdot 0,268 = 2.680 \frac{kgCO_2}{año}$$

donde:

Q_{anual} , es la energía ahorrada anualmente con el sistema en [kWh/año].

FE_e , es el factor de emisión de CO₂ para la Electricidad en [kgCO₂/kWh] (Tabla 18).

La implantación del sistema integrado supondría, por tanto, una reducción de las emisiones de CO₂ de:

$$Emisiones_e CO_2 - Emisiones_{Bomba} CO_2 = 2.680 - 3,5 = 2.676,5 \text{ kg de CO}_2 \text{ anuales.}$$

10.2.2 Emisiones de CO₂ que generaría la utilización de Gas Natural

$$\text{Gas Natural} \Rightarrow Emisiones_{GN} CO_2 = Q_{anual} \cdot FE_{GN} = 10.000 \cdot 0,21 = 2.100 \frac{kg CO_2}{año}$$

donde:

Q_{anual} , es la energía ahorrada anualmente con el sistema en [kWh/año].

FE_{GN} , es el factor de emisión de CO₂ para el Gas Natural en [kgCO₂/kWh] (Tabla 18).

La implantación del sistema integrado supondría, por tanto, una reducción de las emisiones de CO₂ de:

$$Emisiones_{GN} CO_2 - Emisiones_{Bomba} CO_2 = 2.100 - 3,5 = 2.096,5 \text{ kg de CO}_2 \text{ anuales.}$$

10.2.3 Emisiones de CO₂ que generaría la utilización de Gases Licuados del Petróleo (G.L.P.)

$$\text{G.L.P.} \Rightarrow Emisiones_{BU} CO_2 = Q_{anual} \cdot FE_{BU} = 10.000 \cdot 0,24 = 2.400 \frac{kg CO_2}{año}$$

donde:

Q_{anual} , es la energía ahorrada anualmente con el sistema en [kWh/año].

FE_{BU} , es el factor de emisión de CO₂ para el Butano en [kgCO₂/kWh] (Tabla 18).

La implantación del sistema integrado supondría, por tanto, una reducción de las emisiones de CO₂ de:

$$Emisiones_{BU} CO_2 - Emisiones_{Bomba} CO_2 = 2.400 - 3,5 = 2.396,5 \text{ kg de CO}_2 \text{ anuales.}$$

10.2.4 Emisiones de CO₂ que generaría la utilización de Gasóleo C

$$\text{Gasóleo C} \Rightarrow Emisiones_{GC} CO_2 = Q_{anual} \cdot FE_{GC} = 10.000 \cdot 0,26 = 2.600 \frac{kg CO_2}{año}$$

donde:

Q_{anual} , es la energía ahorrada anualmente con el sistema en [kWh/año].

FE_{GC} , es el factor de emisión de CO₂ para el Gasóleo C en [kgCO₂/kWh] (Tabla 18).

La implantación del sistema integrado supondría, por tanto, una reducción de las emisiones de CO₂ de:

$$Emisiones_{GC}CO_2 - Emisiones_{Bomba}CO_2 = 2.600 - 3,5 = 2.596,5 \text{ kg de CO}_2 \text{ anuales.}$$

Se puede concluir que la reducción de emisiones de CO₂ derivada de la instalación del cambiador trae consigo beneficios significativos desde el punto de vista ambiental, al contribuir a la reducción del efecto invernadero.

10.3 Ahorro económico. Amortización

En el presente apartado se lleva a cabo el análisis económico de la oportunidad de instalar el intercambiador diseñado y su viabilidad o no frente a las diferentes opciones en estudio.

Cabe destacar que, al margen del diseño térmico de un cambiador de calor, que establece, para la cantidad de calor a intercambiar y las características del flujo, cuál es la superficie de transferencia de calor que se necesita, y del diseño mecánico, que indica el tipo de cambiador más conveniente en función de la caída de presión permisible, la decisión final de instalar o no un intercambiador de calor para recuperar calor de una corriente de desecho, dependerá del análisis económico.

La recuperación de calor significará un ahorro energético como ya se ha estudiado y, por otra parte, la instalación del intercambiador implicará afrontar unos costes de inversión, mantenimiento y operación.

10.3.1 Coste del intercambiador de calor

El coste del sistema de intercambio de calor se ha presupuestado en una media de unos 3.000 [€] (*Estimación Cortesía de Isover Saint-Govain*) incluyendo la bomba, el montaje y los accesorios necesarios.

Además del coste del equipo presupuestado, a la hora de valorar el coste total, es importante considerar también los costes anuales de mantenimiento y operación, así como los costes asociados a impuestos y seguros.

Los costes anuales de mantenimiento, operación, impuestos y seguros guardan una relación directa con el coste inicial de adquisición del equipo, que se detalla a continuación:

- Coste mantenimiento+operación: $Cmo_{anual} \approx 5\% \text{ Coste inicial} = 150 [\text{€/año}]$.

- Seguros: $C_{seg_{anual}} \approx 1\%$ Coste inicial = 30 [€/año].
- Impuestos: $C_{imp_{anual}} \approx 2\%$ Coste inicial = 60 [€/año].

Por último, en el coste total ha de incluirse el coste anual de producción de la energía necesaria para la operación de la bomba integrada, que se calcula a continuación:

$$C_{Bom} = Q_{bom_{anual}} \cdot p_e \text{ [€/año]}$$

siendo, p_e el precio del kiloWatio hora eléctrico, $p_e = 0,16$ [€/kWh] (Tabla 19)

El coste anual de la energía para la bomba asciende, por tanto a $C_{Bom} = 2,1$ [€/año]

10.3.2 Coste anual de la producción de la energía ahorrada con las diferentes opciones en estudio

Para evaluar la viabilidad o no de la instalación desde un punto de vista económico, se debe calcular el coste en el que se incurriría si la energía ahorrada por el sistema hubiera de producirse a través de otra fuente.

La energía equivalente que habría de emplearse para producir la energía ahorrada ha sido anteriormente calculada en el apartado 10.1, para las cuatro (4) opciones en estudio.

Así bien, para conocer los costes generados anualmente por cada una de las fuentes sólo falta conocer el precio del kWh.

Como fuente para el precio de las diferentes opciones se han tomado los valores ofrecidos por el *Ministerio de Industria, Energía y Turismo*, que se muestran a continuación en la Tabla 19:

Tabla 19. Precios de las fuentes en estudio en [€/kWh].

| Fuente Energía | Precio [€/kWh] |
|----------------|---------------------|
| Electricidad | 0,16 |
| Gas Natural | 0,06 |
| G.L.P | 0,1 ⁽¹⁾ |
| GASÓLEO C | 0,11 ⁽²⁾ |

⁽¹⁾El precio de la bombona comercial de butano asciende a 17,5 [€]. Sabiendo que una bombona contiene 12,5 [kg] de butano y que su Poder calorífico inferior, PCI, es de unos 13,5[kWh/kg], el

$$\text{precio del kWh de butano resulta: } p_{BU} \approx \frac{17,5\text{€}}{\text{bombona}} \cdot \frac{\text{bombona}}{12,5\text{kg}} \cdot \frac{\text{kg}}{13,5\text{kWh}} = 0,1 \frac{\text{€}}{\text{kWh}}$$

⁽²⁾El precio del litro [l] de Gasóleo C se sitúa entorno a los 1,08 [€]. Considerando una densidad para el Gasóleo C de 0,8[kg/l] y un Poder calorífico inferior, PCI, de unos 12 [kWh/kg], el precio del kWh de Gasóleo C resulta: $p_{GC} \approx \frac{1,08€}{l} \cdot \frac{l}{0,8kg} \cdot \frac{kg}{12,5kWh} = 0,11 \frac{€}{kWh}$

Se puede definir, entonces, coste anual de la producción de la energía con las opciones en estudio, como sigue:

$$Cpr_i = E_i \cdot p_i \text{ [€/año]} \quad (94)$$

donde:

Cpr_i , es el coste anual de la energía con la fuente “i”, [€/año].

E_i , es la energía necesaria de la fuente “i”, [kWh/año].

p_i , es el precio de la fuente “i”, [€/kWh]

Los diferentes costes anuales de producción de la energía ahorrada con el sistema, si hubiera de ser producida por alguna de las cuatro (4) fuentes, se muestran a continuación.

10.3.2.1 Coste anual de la producción con Electricidad

Particularizando la Ecuación (94) para Electricidad, se tiene:

$$Cpr_e = E_e \cdot p_e \text{ [€/año]}$$

Datos:

$E_e = 10.526,3 \text{ [KWh/año]}$ (apartado 10.1.1); $p_e = 0,16 \text{ [€/año]}$ (Tabla 19)

Sustituyendo los valores, se obtiene que el coste anual de la producción de la energía con Electricidad asciende a:

$$Cpr_e = 1.684,2 \text{ [€/año]}$$

10.3.2.2 Coste anual de la producción con Gas Natural

Particularizando la Ecuación (94) para Gas Natural, se tiene:

$$Cpr_{GN} = E_{GN} \cdot p_{GN} \text{ [€/año]}$$

Datos:

$$E_{GN} = 11.764,7 \text{ [KWh}_{GN}\text{/año]} \text{ (apartado 10.1.2); } p_{GN} = 0,06 \text{ [€/año]} \text{ (Tabla 19)}$$

Sustituyendo los valores, se obtiene que el coste anual de la producción de la energía con Gas Natural asciende a:

$$Cpr_{GN} = 705,9 \text{ [€/año]}$$

10.3.2.3 Coste anual de la producción con Gases Licuados del Petróleo (G.L.P.)

Particularizando la Ecuación (94) para Gases Licuados del Petróleo-Butano, se tiene:

$$Cpr_{BU} = E_{BU} \cdot p_{BU} \text{ [€/año]}$$

Datos:

$$E_{BU} = 12.500 \text{ [KWh}_{BU}\text{/año]} \text{ (apartado 10.1.3); } p_{BU} = 0,1 \text{ [€/año]} \text{ (Tabla 19)}$$

Sustituyendo los valores, se obtiene que el coste anual de la producción de la energía con Gases Licuados del Petróleo-Butano asciende a:

$$Cpr_{BU} = 1.250 \text{ [€/año]}$$

10.3.2.4 Coste anual de la producción con Gasóleo C

Particularizando la Ecuación (94) para Gasóleo C, se tiene:

$$Cpr_{GC} = E_{GC} \cdot p_{GC} \text{ [€/año]}$$

Datos:

$$E_{GC} = 13.333,3 \text{ [KWh}_{GC}/\text{año]} \text{ (apartado 10.1.4); } p_{GC} = 0,11 \text{ [€/año]} \text{ (Tabla 19)}$$

Sustituyendo los valores, se obtiene que el coste anual de la producción de la energía con Gasóleo C asciende a:

$$Cpr_{GC} = 1.466,7 \text{ [€/año]}$$

10.3.3 Estudio del ahorro económico de la instalación

Una vez que han sido evaluados los costes de producción para las energías de uso habitual, se evalúa el coste anual que supondría la instalación del equipo intercambiador, con el fin de analizar si la solución sería viable desde el punto de vista económico y el ahorro o sobrecoste que produciría.

A fin de que el análisis sea más riguroso, se va a suponer que la inversión a realizar con la implantación del equipo se realiza mediante un préstamo bancario sujeto a las condiciones de financiación pública para proyectos de I+D+i a través de organismos como el CDTI, e iniciativas europeas como Eureka.

El interés anual se ha fijado en un 5% y el período de amortización en diez (10) años.

El Coste Inicial del equipo, Ci , se ha valorado en un total de 3.000 [€], entonces, el Coste Anual Equivalente vendrá dado por:

$$C_{anual} = Ci \cdot r \text{ [€/año]} \quad (95)$$

donde:

C_{anual} , es el coste anual equivalente del equipo en [€/año].

Ci , es el coste inicial del equipo en [€].

r , es la anualidad, [], que se define como $r = \frac{i}{1 - (1/(1+i))^n}$

donde:

i , es la tasa de interés anual en %

n , es el período de amortización del préstamo en [años]

Sustituyendo los valores en la Ecuación (95), se obtiene:

$$C_{anual} = Ci \cdot r = 3.000 \cdot \frac{0,05}{1 - (\frac{1}{1 + 0,05})^{10}} = 388,5 [\text{€/año}]$$

Incluyendo los costes de mantenimiento, operación, seguros, impuestos, y bombeo, anteriormente calculados, se obtiene el coste total anual de la instalación, a través de la siguiente ecuación :

$$Ct_{anual} = C_{anual} + Cmo_{anual} + Cseg_{anual} + Cimp_{anual} + C_{Bom} [\text{€/año}] \quad (96)$$

donde:

Ct_{anual} es el coste anual de la instalación en [€/año].

C_{anual} es el coste anual equivalente del equipo en [€/año].

Cmo_{anual} es el coste anual de mantenimiento+operación [€/año].

$Cseg_{anual}$ es el coste anual de seguros [€/año].

$Cimp_{anual}$ coste anual de impuestos [€/año].

C_{Bom} coste anual de la energía de bombeo [€/año].

Sustituyendo en la Ecuación (96) , el coste total anual de la instalación asciende a:

$$Ct_{anual} = C_{anual} + Cmo_{anual} + Cseg_{anual} + Cimp_{anual} + C_{Bom} = 630,6 [\text{€/año}].$$

Como ya se ha explicado, el período de amortización del préstamo de financiación es de diez (10) años y teniendo en cuenta que el período de vida medio de un intercambiador es de veinte (20) años, el coste total anual de la instalación a partir del undécimo año y hasta agotar la vida estimada del intercambiador, en el vigésimo año, se reducirá a los costes de mantenimiento, operación, seguros, impuestos y bombeo a través de la siguiente ecuación:

$$C_{tt_anual} = C_{mo_anual} + C_{seg_anual} + C_{imp_anual} + C_{Bom} \quad [€/año] \quad (97)$$

donde:

C_{tt_anual} es el coste anual de la instalación tras la amortización del préstamo en [€/año].

C_{mo_anual} es el coste anual de mantenimiento+operación [€/año].

C_{seg_anual} es el coste anual de seguros [€/año].

C_{imp_anual} es el coste anual de impuestos [€/año].

C_{Bom} es el coste anual de la energía de bombeo [€/año].

Sustituyendo en la Ecuación (97), el coste total anual de la instalación asciende a:

$$C_{tt_anual} = C_{mo_anual} + C_{seg_anual} + C_{imp_anual} + C_{Bom} = 242,1 \quad [€/año]$$

Se evalúa, a continuación, el ahorro o sobrecoste que produciría la implementación de la instalación frente a la utilización de las opciones habituales, a lo largo de la vida de la misma. Para ello es necesario estudiar dos (2) escenarios: el primero correspondiente con el período de tiempo hasta que se produce la amortización del préstamo, diez (10) años; y el segundo, desde la amortización hasta el final de la vida estimada para el intercambiador de calor, que al ser de veinte (20) años, hace que este segundo período tenga una duración igual a la del primero de diez (10) años. Así bien, los resultados para las cuatro (4) fuentes en estudio se muestran seguidamente.

10.3.3.1 Ahorro económico de la instalación frente a la producción con Electricidad

- Durante los primeros diez (10) años, hasta la devolución del préstamo, la instalación permite ahorrar anualmente:

$$Ahorro_{e_periodo} = C_{pr_e} - C_{tt_anual} \quad [€/año]$$

donde,

$Ahorro_{e_periodd}$, es el ahorro en el primer período frente a la producción eléctrica de la misma energía, [€/año].

Cpr_e , es el coste anual de la energía, [€/año].

Ct_{anual} , es el coste total anual de la instalación durante la amortización del préstamo, [€/año].

Sustituyendo, los valores en la ecuación anterior, se obtiene:

$$Ahorro_{e_periodd} = Cpr_e - Ct_{anual} = 1.684,2 - 630,6 = 1053,6 \text{ [€/año]}$$

- Una vez que el capital ha sido devuelto con los correspondientes intereses, la instalación permite ahorrar anualmente:

$$Ahorro_{e_perioda2} = Cpr_e - Ct_{anual} \text{ [€/año]}$$

donde,

$Ahorro_{e_perioda2}$, es el ahorro en el segundo período frente a la producción eléctrica de la misma energía, [€/año].

Cpr_e , es el coste anual de la energía, [€/año].

Ct_{anual} , es el coste total anual de la instalación tras la amortización del préstamo, [€/año].

Sustituyendo, los valores en la ecuación anterior, se obtiene:

$$Ahorro_{e_perioda2} = Cpr_e - Ct_{anual} = 1.684,2 - 242,1 = 1.442,1 \text{ [€/año]}$$

- Así bien, a lo largo de la vida del intercambiador, la instalación genera un ahorro total que viene dado por la siguiente ecuación:

$$Ahorro_{e_TOTAL} = n \cdot Ahorro_{e_periodd} + n_1 \cdot Ahorro_{e_perioda2} \text{ [€]},$$

donde,

$Ahorro_{e_TOTAL}$, es el ahorro total frente a la producción eléctrica de la misma energía, [€].

n , es el período de tiempo para amortizar el préstamo, [año].

$Ahorro_{e_periodd}$, es el ahorro en el primer período frente a la producción eléctrica de la misma energía, [€/año].

n_1 , es el período de tiempo desde la amortización del préstamo hasta el final de la vida estimada de la instalación, [año].

$Ahorro_{e_periodo2}$, es el ahorro en el segundo período frente a la producción eléctrica de la misma energía, [€/año].

n_1 , es el período de tiempo desde la amortización del préstamo hasta el final de la vida estimada de la instalación, [año].

Sustituyendo, los valores en la ecuación anterior, se obtiene:

$$Ahorro_{e_TOTAL} = 10 \cdot 1.053,6 + 10 \cdot 1.442,1 = 24.957 \text{ [€]}.$$

La instalación permitirá ahorrar a lo largo de su vida un total de 24.957 [€] frente a la producción eléctrica de la misma energía.

10.3.3.2 Ahorro económico de la instalación frente a la producción con Gas Natural

- Durante los primeros diez (10) años, hasta la devolución del préstamo, la instalación permite ahorrar anualmente:

$$Ahorro_{GN_periodo1} = Cpr_{GN} - Ct_{anual} \text{ [€/año]}$$

donde,

$Ahorro_{GN_periodo1}$, es el ahorro en el primer período frente a la producción mediante Gas Natural de la misma energía, [€/año].

Cpr_{GN} , es el coste anual de la energía, [€/año].

Ct_{anual} , es el coste total anual de la instalación durante la amortización del préstamo, [€/año].

Sustituyendo, los valores en la ecuación anterior, se obtiene:

$$Ahorro_{GN_periodo1} = Cpr_{GN} - Ct_{anual} = 705,9 - 630,6 = 75,3 \text{ [€/año]}$$

- Una vez que el capital ha sido devuelto con los correspondientes intereses, la instalación permite ahorrar anualmente:

$$Ahorro_{GN_periodo2} = Cpr_{GN} - Ct_{anual} \text{ [€/año]}$$

donde,

$Ahorro_{e_periodo2}$, es el ahorro en el segundo período frente a la producción mediante Gas Natural de la misma energía, [€/año].

Cpr_{GN} , es el coste anual de la energía, [€/año].

Ctt_{anual} , es el coste total anual de la instalación tras la amortización del préstamo, [€/año].

Sustituyendo, los valores en la ecuación anterior, se obtiene:

$$Ahorro_{GN_periodo2} = Cpr_{GN} - Ctt_{anual} = 705,9 - 242,1 = 463,8 \text{ [€/año]}$$

- Así bien, a lo largo de la vida del intercambiador, la instalación genera un ahorro total que viene dado por la siguiente ecuación:

$$Ahorro_{GN_TOTAL} = n \cdot Ahorro_{GN_periodo1} + n_1 \cdot Ahorro_{GN_periodo2} \text{ [€]},$$

donde,

$Ahorro_{GN_TOTAL}$, es el ahorro total frente a la producción mediante Gas Natural de la misma energía, [€].

n , es el período de tiempo para amortizar el préstamo, [año].

$Ahorro_{GN_periodo1}$, es el ahorro en el primer período frente a la producción mediante Gas Natural de la misma energía, [€/año].

n_1 , es el período de tiempo desde la amortización del préstamo hasta el final de la vida estimada de la instalación, [año].

$Ahorro_{GN_periodo2}$, es el ahorro en el segundo período frente a la producción mediante Gas Natural de la misma energía, [€/año].

n_1 , es el período de tiempo desde la amortización del préstamo hasta el final de la vida estimada de la instalación, [año].

Sustituyendo, los valores en la ecuación anterior, se obtiene:

$$Ahorro_{GN_TOTAL} = 10 \cdot 75,3 + 10 \cdot 463,8 = 5.391 \text{ [€]}.$$

La instalación permitirá ahorrar a lo largo de su vida un total de 5.391 [€] frente a la producción mediante Gas Natural de la misma energía.

10.3.3.3 Ahorro económico de la instalación frente a la producción con Gases Licuados del Petróleo (G.L.P.)

- Durante los primeros diez (10) años, hasta la devolución del préstamo, la instalación permite ahorrar anualmente:

$$Ahorro_{BU_periodo1} = Cpr_{BU} - Ct_{anual} \text{ [€/año]}$$

donde,

$Ahorro_{BU_periodo1}$, es el ahorro en el primer período frente a la producción mediante G.L.P. de la misma energía,[€/año].

Cpr_{BU} , es el coste anual de la energía, [€/año].

Ct_{anual} , es el coste total anual de la instalación durante la amortización del préstamo, [€/año].

Sustituyendo, los valores en la ecuación anterior, se obtiene:

$$Ahorro_{BU_periodo1} = Cpr_{BU} - Ct_{anual} = 1.250 - 630,6 = 619,4 \text{ [€/año]}$$

- Una vez que el capital ha sido devuelto con los correspondientes intereses, la instalación permite ahorrar anualmente:

$$Ahorro_{BU_periodo2} = Cpr_{BU} - Ct_{anual} \text{ [€/año]}$$

donde,

$Ahorro_{BU_periodo2}$, es el ahorro en el segundo período frente a la producción mediante G.L.P. de la misma energía,[€/año].

Cpr_{BU} , es el coste anual de la energía, [€/año].

Ct_{anual} , es el coste total anual de la instalación tras la amortización del préstamo, [€/año].

Sustituyendo, los valores en la ecuación anterior, se obtiene:

$$Ahorro_{BU_periodo2} = Cpr_{BU} - Ct_{anual} = 1.250 - 242,1 = 1.007,9 \text{ [€/año]}$$

- Así bien, a lo largo de la vida del intercambiador, la instalación genera un ahorro total que viene dado por la siguiente ecuación:

$$Ahorro_{BU_TOTAL} = n \cdot Ahorro_{BU_periodo1} + n_1 \cdot Ahorro_{BU_periodo2} \text{ [€]},$$

donde,

$Ahorro_{BU_TOTAL}$, es el ahorro total frente a la producción mediante G.L.P. de la misma energía, [€].

n , es el período de tiempo para amortizar el préstamo, [año].

$Ahorro_{BU_periodo1}$, es el ahorro en el primer período frente a la producción mediante G.L.P. de la misma energía, [€/año].

n_1 , es el período de tiempo desde la amortización del préstamo hasta el final de la vida estimada de la instalación, [año].

$Ahorro_{BU_periodo2}$, es el ahorro en el segundo período frente a la producción mediante G.L.P. de la misma energía, [€/año].

n_1 , es el período de tiempo desde la amortización del préstamo hasta el final de la vida estimada de la instalación, [año].

Sustituyendo, los valores en la ecuación anterior, se obtiene:

$$Ahorro_{BU_TOTAL} = 10 \cdot 619,4 + 10 \cdot 1007,9 = 16.273 \text{ [€]}.$$

La instalación permitirá ahorrar a lo largo de su vida un total de 16.273 [€] frente a la producción mediante G.L.P. de la misma energía.

10.3.3.4 Ahorro económico de la instalación frente a la producción con Gasóleo C

- Durante los primeros diez (10) años, hasta la devolución del préstamo, la instalación permite ahorrar anualmente:

$$Ahorro_{GC_periodo1} = Cpr_{GC} - Ct_{anual} \text{ [€/año]}$$

donde,

$Ahorro_{GC_periodo1}$, es el ahorro en el primer período frente a la producción mediante Gasóleo C de la misma energía, [€/año].

Cpr_{GC} , es el coste anual de la energía, [€/año].

Ct_{anual} , es el coste total anual de la instalación durante la amortización del préstamo, [€/año].

Sustituyendo, los valores en la ecuación anterior, se obtiene:

$$Ahorro_{GC_periodd} = Cpr_{GC} - Ct_{anual} = 1.466,7 - 630,6 = 836,1 \text{ [€/año]}$$

- Una vez que el capital ha sido devuelto con los correspondientes intereses, la instalación permite ahorrar anualmente:

$$Ahorro_{GC_perioda} = Cpr_{GC} - Ctt_{anual} \text{ [€/año]}$$

donde,

$Ahorro_{GC_perioda}$, es el ahorro en el segundo período frente a la producción Gasóleo C de la misma energía, [€/año].

Cpr_{GC} , es el coste anual de la energía, [€/año].

Ctt_{anual} , es el coste total anual de la instalación tras la amortización del préstamo, [€/año].

Sustituyendo, los valores en la ecuación anterior, se obtiene:

$$Ahorro_{GC_perioda} = Cpr_{GC} - Ctt_{anual} = 1.466,7 - 242,1 = 1.224,6 \text{ [€/año]}$$

- Así bien, a lo largo de la vida del intercambiador, la instalación genera un ahorro total que viene dado por la siguiente ecuación:

$$Ahorro_{GC_TOTAL} = n \cdot Ahorro_{GC_periodd} + n_1 \cdot Ahorro_{GC_perioda} \text{ [€]},$$

donde,

$Ahorro_{GC_TOTAL}$, es el ahorro total frente a la producción Gasóleo C de la misma energía, [€].

n , es el período de tiempo para amortizar el préstamo, [año].

$Ahorro_{GC_periodd}$, es el ahorro en el primer período frente a la producción Gasóleo C de la misma energía, [€/año].

n_1 , es el período de tiempo desde la amortización del préstamo hasta el final de la vida estimada de la instalación, [año].

$Ahorro_{GC_periodo2}$, es el ahorro en el segundo período frente a la producción Gasóleo C de la misma energía, [€/año].

n_1 , es el período de tiempo desde la amortización del préstamo hasta el final de la vida estimada de la instalación, [año].

Sustituyendo, los valores en la ecuación anterior, se obtiene:

$$Ahorro_{GC_TOTAL} = 10 \cdot 836,1 + 10 \cdot 1.224,6 = 20.607 \text{ [€]}.$$

La instalación permitirá ahorrar a lo largo de su vida un total de 20.607 [€] frente a la producción Gasóleo C de la misma energía.

Los resultados obtenidos confirman los beneficios de la implantación de la instalación, frente a la producción de la energía mediante Electricidad, Gas Natural, Butano y Gasóleo C, desde el primer año de la implantación del sistema de recuperación sugerido en el presente proyecto.

La elección de instalar el sistema producirá en todos los casos beneficios económicos en forma de ahorros, por encima de los costes de inversión, mantenimiento y operación, haciendo del diseño una opción altamente atractiva para su implantación industrial.

CAPÍTULO 11. CONCLUSIONES

- ✓ Se ha calculado y diseñado un modelo de intercambiador de calor que logra recuperar el calor residual de los gases de escape de un motor térmico alternativo de combustión interna, para su aplicación a la producción de frío en una máquina de absorción, a través de un diseño práctico y de fácil fabricación, haciendo posible aumentar el aprovechamiento de la energía producida en busca de formas de desarrollo sostenibles ante el aumento actual de demanda de energía.
- ✓ El equipo diseñado se integra dentro de un sistema energético formado por un motor alternativo, el propio intercambiador de calor y una máquina frigorífica de absorción de doble efecto condensada por aire; de forma que parte del calor residual de los gases de escape del motor se recupera en forma de agua caliente a través del intercambiador de calor para alimentar el generador de una máquina frigorífica de absorción, con la consecuente mejora del rendimiento de la conversión de energía primaria y reducción de costes y emisiones de efecto invernadero.
- ✓ Las propuestas analizadas y la modelización matemática de los distintos recuperadores ha llevado a que el diseño más adecuado venga dado por un intercambiador de tres tubos de 5 cm de diámetro interior, carcasa rectangular y longitud de 5,5 m, aislado con lana de roca de 20 mm de espesor dispuesto con una geometría de doblado de 3 codos de 180°, con unas dimensiones finales de 1,16 m de ancho y 0.86 m de alto.
- ✓ El cálculo desprende que para el motor térmico de 60 kW de potencia calorífica (20,4 kW de potencia mecánica) objeto del presente proyecto, los gases de escape se llevarían consigo unos 20 kW del calor de combustión, que se arrojarían y desecharían al ambiente. Si bien es cierto, que toda la energía contenida en los gases de escape no puede ser recuperada, con el intercambiador diseñado y optimizado para los parámetros del proceso se logran recuperar 10kW de calor en forma de agua caliente que alimentará la máquina de absorción.
- ✓ El sistema térmico integrado formado por el motor térmico alternativo, el recuperador de calor y la máquina de absorción, de forma que el calor recuperado de los gases de escape del motor, en forma de agua caliente alimenta el generador de la máquina frigorífica de absorción, se integra a través de una

bomba que impulsa el agua desde su salida de la máquina de absorción a su entrada en el intercambiador con una potencia eléctrica necesaria de 13,1 W.

- ✓ El sistema obtenido cumple con los requerimientos para los que fue diseñado, aportando grandes beneficios desde el punto de vista del ahorro energético, económico y reducción del impacto medioambiental frente a las tecnologías convencionales:
 - Frente a la producción de la misma energía con **Electricidad** el sistema permite un ahorro energético de 210.526 kWh y una reducción de emisiones de CO₂ de 53.530 kg , con un ahorro económico de 24.957 € al término de la vida del equipo.
 - Frente a la producción de la misma energía con **Gas Natural** el sistema permite un ahorro energético de 235.294 kWh y una reducción de emisiones de CO₂ de 41.930 kg , con un ahorro económico de 5.391 € al término de la vida del equipo.
 - Frente a la producción de la misma energía con **Gases Licuados del Petróleo (Butano)** el sistema permite un ahorro energético de 250.000 kWh (1.480 bombonas) y una reducción de emisiones de CO₂ de 47.930 kg , con un ahorro económico de 16.273 € al término de la vida del equipo.
 - Frente a la producción de la misma energía con **Gasóleo C** el sistema permite un ahorro energético de 266.666 kWh (22.222 kg) y una reducción de emisiones de CO₂ de 51.930 kg , con un ahorro económico de 20.607 € al término de la vida del equipo.

CAPÍTULO 12. TRABAJOS FUTUROS

Las conclusiones del presente proyecto desprenden grandes oportunidades de explotación y ampliación del uso de intercambiadores de calor para la recuperación de gases de escape en motores alternativos. Los trabajos que pueden derivarse de este estudio podrían ser los siguientes:

- **IMPLEMENTACIÓN EN SERIE EN LA INDUSTRIA:**
El modelo desarrollado puede servir para su implantación en la industria de forma masiva. Un desarrollo en serie del intercambiador diseñado para la recuperación de calor de calor de n motores térmicos abarataría el coste de fabricación del intercambiador hasta incluso una cuanta parte de su valor.
- **UTILIZACIÓN DEL CALOR RECUPERADO EN OTROS PROCESOS:**
En el presente proyecto, el tiempo de funcionamiento medio del sistema se ha estimado en unas 10 horas durante 100 días al año, al tratarse la aplicación para producción de frío durante los meses de verano. Si bien, se podría aumentar el tiempo de operación anual del intercambiador y utilizar el calor recuperado en otros procesos tales como producción de Agua Caliente Sanitaria (ACS), tal vez no muy adecuado debido a la temperatura de recuperación del agua de 175 °C demasiado elevada, pero sí para su uso en aplicaciones para Calefacción donde la temperatura del agua alcanza un valor idóneo para optimizar el proceso.

CAPÍTULO 13. ANEXOS

Anexo 1_Propiedades termofísicas del aire

| T (K) | ρ (kg/m ³) | c_p (kJ/kg · K) | $\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²) | $\nu \cdot 10^6$ (m ² /s) | $k \cdot 10^3$ (W/m · K) | $\alpha \cdot 10^4$ (m ² /s) | Pr |
|-------------|--------------------------------|----------------------|---|---|-----------------------------|--|-------|
| Aire | | | | | | | |
| 100 | 3.5562 | 1.032 | 71.1 | 2.00 | 9.34 | 2.54 | 0.786 |
| 150 | 2.3364 | 1.012 | 103.4 | 4.426 | 13.8 | 5.84 | 0.758 |
| 200 | 1.7458 | 1.007 | 132.5 | 7.590 | 18.1 | 10.3 | 0.737 |
| 250 | 1.3947 | 1.006 | 159.6 | 11.44 | 22.3 | 15.9 | 0.720 |
| 300 | 1.1614 | 1.007 | 184.6 | 15.89 | 26.3 | 22.5 | 0.707 |
| 350 | 0.9950 | 1.009 | 208.2 | 20.92 | 30.0 | 29.9 | 0.700 |
| 400 | 0.8711 | 1.014 | 230.1 | 26.41 | 33.8 | 38.3 | 0.690 |
| 450 | 0.7740 | 1.021 | 250.7 | 32.39 | 37.3 | 47.2 | 0.686 |
| 500 | 0.6964 | 1.030 | 270.1 | 38.79 | 40.7 | 56.7 | 0.684 |
| 550 | 0.6329 | 1.040 | 288.4 | 45.57 | 43.9 | 66.7 | 0.683 |
| 600 | 0.5804 | 1.051 | 305.8 | 52.69 | 46.9 | 76.9 | 0.685 |
| 650 | 0.5356 | 1.063 | 322.5 | 60.21 | 49.7 | 87.3 | 0.690 |
| 700 | 0.4975 | 1.075 | 338.8 | 68.10 | 52.4 | 98.0 | 0.695 |
| 750 | 0.4643 | 1.087 | 354.6 | 76.37 | 54.9 | 109 | 0.702 |
| 800 | 0.4354 | 1.099 | 369.8 | 84.93 | 57.3 | 120 | 0.709 |
| 850 | 0.4097 | 1.110 | 384.3 | 93.80 | 59.6 | 131 | 0.716 |
| 900 | 0.3868 | 1.121 | 398.1 | 102.9 | 62.0 | 143 | 0.720 |
| 950 | 0.3666 | 1.131 | 411.3 | 112.2 | 64.3 | 155 | 0.723 |
| 1000 | 0.3482 | 1.141 | 424.4 | 121.9 | 66.7 | 168 | 0.726 |
| 1100 | 0.3166 | 1.159 | 449.0 | 141.8 | 71.5 | 195 | 0.728 |
| 1200 | 0.2902 | 1.175 | 473.0 | 162.9 | 76.3 | 224 | 0.728 |
| 1300 | 0.2679 | 1.189 | 496.0 | 185.1 | 82 | 238 | 0.719 |
| 1400 | 0.2488 | 1.207 | 530 | 213 | 91 | 303 | 0.703 |
| 1500 | 0.2322 | 1.230 | 557 | 240 | 100 | 350 | 0.685 |
| 1600 | 0.2177 | 1.248 | 584 | 268 | 106 | 390 | 0.688 |
| 1700 | 0.2049 | 1.267 | 611 | 298 | 113 | 435 | 0.685 |
| 1800 | 0.1935 | 1.286 | 637 | 329 | 120 | 482 | 0.683 |
| 1900 | 0.1833 | 1.307 | 663 | 362 | 128 | 534 | 0.677 |
| 2000 | 0.1741 | 1.337 | 689 | 396 | 137 | 589 | 0.672 |
| 2100 | 0.1658 | 1.372 | 715 | 431 | 147 | 646 | 0.667 |
| 2200 | 0.1582 | 1.417 | 740 | 468 | 160 | 714 | 0.655 |
| 2300 | 0.1513 | 1.478 | 766 | 506 | 175 | 783 | 0.647 |
| 2400 | 0.1448 | 1.558 | 792 | 547 | 196 | 869 | 0.630 |
| 2500 | 0.1389 | 1.665 | 818 | 589 | 222 | 960 | 0.613 |
| 3000 | 0.1135 | 2.726 | 955 | 841 | 486 | 1570 | 0.536 |

Anexo 2_Propiedades termofísicas del agua

| Temperatura, T (K) | Volumen específico (m ³ /kg) | | Entalpía de vaporización h_{fg} (kJ/kg) | Calor específico (kJ/kg · K) | | Viscosidad (N · s/m ²) | | Conductividad térmica (W/m · K) | | Número de Prandtl | | Tensión superficial $\sigma_f \cdot 10^3$ (N/m) | Coeficiente de expansión $\beta_f \cdot 10^4$ (K ⁻¹) | Temperatura T (K) |
|-------------------------|--|--------------------------|---|---------------------------------|---|---------------------------------------|-----------------|------------------------------------|-------|-------------------|------|---|--|------------------------|
| | Presión P (bars) ^a | $v_f \cdot 10^3$: v_g | | $c_{p,f}$: $c_{p,g}$ | $\mu_f \cdot 10^4$: $\mu_g \cdot 10^6$ | $k_f \cdot 10^3$: $k_g \cdot 10^3$ | Pr_f : Pr_g | | | | | | | |
| 273.15 | 0.00611 | 1.000 206.3 | 2502 | 4.217 1.854 | 1750 | 8.02 | 569 | 18.2 | 12.99 | 0.815 | 75.5 | -68.05 | 273.15 | |
| 275 | 0.00697 | 1.000 181.7 | 2497 | 4.211 1.855 | 1652 | 8.09 | 574 | 18.3 | 12.22 | 0.817 | 75.3 | -32.74 | 275 | |
| 280 | 0.00990 | 1.000 130.4 | 2485 | 4.198 1.858 | 1422 | 8.29 | 582 | 18.6 | 10.26 | 0.825 | 74.8 | 46.04 | 280 | |
| 285 | 0.01387 | 1.000 99.4 | 2473 | 4.189 1.861 | 1225 | 8.49 | 590 | 18.9 | 8.81 | 0.833 | 74.3 | 114.1 | 285 | |
| 290 | 0.01917 | 1.001 69.7 | 2461 | 4.184 1.864 | 1080 | 8.69 | 598 | 19.3 | 7.56 | 0.841 | 73.7 | 174.0 | 290 | |
| 295 | 0.02617 | 1.002 51.94 | 2449 | 4.181 1.868 | 959 | 8.89 | 606 | 19.5 | 6.62 | 0.849 | 72.7 | 227.5 | 295 | |
| 300 | 0.03531 | 1.003 39.13 | 2438 | 4.179 1.872 | 855 | 9.09 | 613 | 19.6 | 5.83 | 0.857 | 71.7 | 276.1 | 300 | |
| 305 | 0.04712 | 1.005 29.74 | 2426 | 4.178 1.877 | 769 | 9.29 | 620 | 20.1 | 5.20 | 0.865 | 70.9 | 320.6 | 305 | |
| 310 | 0.06221 | 1.007 22.93 | 2414 | 4.178 1.882 | 695 | 9.49 | 628 | 20.4 | 4.62 | 0.873 | 70.0 | 361.9 | 310 | |
| 315 | 0.08132 | 1.009 17.82 | 2402 | 4.179 1.888 | 631 | 9.69 | 634 | 20.7 | 4.16 | 0.883 | 69.2 | 400.4 | 315 | |
| 320 | 0.1053 | 1.011 13.98 | 2390 | 4.180 1.895 | 577 | 9.89 | 640 | 21.0 | 3.77 | 0.894 | 68.3 | 436.7 | 320 | |
| 325 | 0.1351 | 1.013 11.06 | 2378 | 4.182 1.903 | 528 | 10.09 | 645 | 21.3 | 3.42 | 0.901 | 67.5 | 471.2 | 325 | |
| 330 | 0.1719 | 1.016 8.82 | 2366 | 4.184 1.911 | 489 | 10.29 | 650 | 21.7 | 3.15 | 0.908 | 66.6 | 504.0 | 330 | |
| 335 | 0.2167 | 1.018 7.09 | 2354 | 4.186 1.920 | 453 | 10.49 | 656 | 22.0 | 2.88 | 0.916 | 65.8 | 535.5 | 335 | |
| 340 | 0.2713 | 1.021 5.74 | 2342 | 4.188 1.930 | 420 | 10.69 | 660 | 22.3 | 2.66 | 0.925 | 64.9 | 566.0 | 340 | |
| 345 | 0.3372 | 1.024 4.683 | 2329 | 4.191 1.941 | 389 | 10.89 | 668 | 22.6 | 2.45 | 0.933 | 64.1 | 595.4 | 345 | |
| 350 | 0.4163 | 1.027 3.846 | 2317 | 4.195 1.954 | 365 | 11.09 | 668 | 23.0 | 2.29 | 0.942 | 63.2 | 624.2 | 350 | |
| 355 | 0.5100 | 1.030 3.180 | 2304 | 4.199 1.968 | 343 | 11.29 | 671 | 23.3 | 2.14 | 0.951 | 62.3 | 652.3 | 355 | |
| 360 | 0.6209 | 1.034 2.645 | 2291 | 4.203 1.983 | 324 | 11.49 | 674 | 23.7 | 2.02 | 0.960 | 61.4 | 697.9 | 360 | |
| 365 | 0.7514 | 1.038 2.212 | 2278 | 4.209 1.999 | 306 | 11.69 | 677 | 24.1 | 1.91 | 0.969 | 60.5 | 707.1 | 365 | |
| 370 | 0.9040 | 1.041 1.861 | 2265 | 4.214 2.017 | 289 | 11.89 | 679 | 24.5 | 1.80 | 0.978 | 59.5 | 728.7 | 370 | |
| 373.15 | 1.0133 | 1.044 1.679 | 2257 | 4.217 2.029 | 279 | 12.02 | 680 | 24.8 | 1.76 | 0.984 | 58.9 | 750.1 | 373.15 | |
| 375 | 1.0815 | 1.045 1.574 | 2252 | 4.220 2.036 | 274 | 12.09 | 681 | 24.9 | 1.70 | 0.987 | 58.6 | 761 | 375 | |
| 380 | 1.2869 | 1.049 1.337 | 2239 | 4.226 2.057 | 260 | 12.29 | 683 | 25.4 | 1.61 | 0.999 | 57.6 | 788 | 380 | |
| 385 | 1.5233 | 1.053 1.142 | 2225 | 4.232 2.080 | 248 | 12.49 | 685 | 25.8 | 1.53 | 1.004 | 56.6 | 814 | 385 | |



| | | | | | | | | | | | | | | | |
|--------|-------|-------|--------|------|-------|-------|-----|-------|-----|------|------|-------|------|------|--------|
| 390 | 4.794 | 1.058 | 0.980 | 2212 | 4.239 | 2.104 | 237 | 12.69 | 686 | 26.3 | 1.47 | 1.013 | 55.6 | 841 | 390 |
| 400 | 2.455 | 1.067 | 0.731 | 2183 | 4.256 | 2.158 | 217 | 13.05 | 688 | 27.2 | 1.34 | 1.033 | 53.6 | 896 | 400 |
| 410 | 3.302 | 1.077 | 0.553 | 2153 | 4.278 | 2.221 | 200 | 13.42 | 688 | 28.2 | 1.24 | 1.054 | 51.5 | 952 | 410 |
| 420 | 4.370 | 1.088 | 0.425 | 2123 | 4.302 | 2.291 | 185 | 13.79 | 688 | 29.8 | 1.16 | 1.075 | 49.4 | 1010 | 420 |
| 430 | 5.699 | 1.099 | 0.331 | 2091 | 4.331 | 2.369 | 173 | 14.14 | 685 | 30.4 | 1.09 | 1.110 | 47.2 | | 430 |
| 440 | 7.333 | 1.110 | 0.261 | 2059 | 4.36 | 2.46 | 162 | 14.50 | 682 | 31.7 | 1.04 | 1.12 | 45.1 | | 440 |
| 450 | 9.319 | 1.123 | 0.208 | 2024 | 4.40 | 2.56 | 152 | 14.85 | 678 | 33.1 | 0.99 | 1.14 | 42.9 | | 450 |
| 460 | 11.71 | 1.137 | 0.167 | 1989 | 4.44 | 2.68 | 143 | 15.19 | 673 | 34.6 | 0.95 | 1.17 | 40.7 | | 460 |
| 470 | 14.55 | 1.152 | 0.136 | 1951 | 4.48 | 2.79 | 136 | 15.54 | 667 | 36.3 | 0.92 | 1.20 | 38.5 | | 470 |
| 480 | 17.90 | 1.167 | 0.111 | 1912 | 4.53 | 2.94 | 129 | 15.88 | 660 | 38.1 | 0.89 | 1.23 | 36.2 | | 480 |
| 490 | 21.83 | 1.184 | 0.0922 | 1870 | 4.59 | 3.10 | 124 | 16.23 | 651 | 40.1 | 0.87 | 1.25 | 33.9 | — | 490 |
| 500 | 26.40 | 1.203 | 0.0766 | 1825 | 4.66 | 3.27 | 118 | 16.59 | 642 | 42.3 | 0.86 | 1.28 | 31.6 | — | 500 |
| 510 | 31.66 | 1.222 | 0.0631 | 1779 | 4.74 | 3.47 | 113 | 16.95 | 631 | 44.7 | 0.85 | 1.31 | 29.3 | — | 510 |
| 520 | 37.70 | 1.244 | 0.0525 | 1730 | 4.84 | 3.70 | 108 | 17.33 | 621 | 47.5 | 0.84 | 1.35 | 26.9 | — | 520 |
| 530 | 44.58 | 1.268 | 0.0445 | 1679 | 4.95 | 3.96 | 104 | 17.72 | 608 | 50.6 | 0.85 | 1.39 | 24.5 | — | 530 |
| 540 | 52.38 | 1.294 | 0.0375 | 1622 | 5.08 | 4.27 | 101 | 18.1 | 594 | 54.0 | 0.86 | 1.43 | 22.1 | — | 540 |
| 550 | 61.19 | 1.323 | 0.0317 | 1564 | 5.24 | 4.64 | 97 | 18.6 | 580 | 58.3 | 0.87 | 1.47 | 19.7 | — | 550 |
| 560 | 71.08 | 1.355 | 0.0269 | 1499 | 5.43 | 5.09 | 94 | 19.1 | 563 | 63.7 | 0.90 | 1.52 | 17.3 | — | 560 |
| 570 | 82.16 | 1.392 | 0.0228 | 1429 | 5.68 | 5.67 | 91 | 19.7 | 548 | 76.7 | 0.94 | 1.59 | 15.0 | — | 570 |
| 580 | 94.51 | 1.433 | 0.0193 | 1353 | 6.00 | 6.40 | 88 | 20.4 | 528 | 76.7 | 0.99 | 1.68 | 12.8 | — | 580 |
| 590 | 108.3 | 1.482 | 0.0163 | 1274 | 6.41 | 7.35 | 84 | 21.5 | 513 | 84.1 | 1.05 | 1.84 | 10.5 | — | 590 |
| 600 | 123.5 | 1.541 | 0.0137 | 1176 | 7.00 | 8.75 | 81 | 22.7 | 497 | 92.9 | 1.14 | 2.15 | 8.4 | — | 600 |
| 610 | 137.3 | 1.612 | 0.0115 | 1068 | 7.85 | 11.1 | 77 | 24.1 | 467 | 103 | 1.30 | 2.60 | 6.3 | — | 610 |
| 620 | 159.1 | 1.705 | 0.0094 | 941 | 9.35 | 15.4 | 72 | 25.9 | 444 | 114 | 1.52 | 3.46 | 4.5 | — | 620 |
| 625 | 169.1 | 1.778 | 0.0085 | 858 | 10.6 | 18.3 | 70 | 27.0 | 430 | 121 | 1.65 | 4.20 | 3.5 | — | 625 |
| 630 | 179.7 | 1.856 | 0.0075 | 781 | 12.6 | 22.1 | 67 | 28.0 | 412 | 130 | 2.0 | 4.8 | 2.6 | — | 630 |
| 635 | 190.9 | 1.935 | 0.0066 | 683 | 16.4 | 27.6 | 64 | 30.0 | 392 | 141 | 2.7 | 6.0 | 1.5 | — | 635 |
| 640 | 202.7 | 2.075 | 0.0057 | 560 | 26 | 42 | 59 | 32.0 | 367 | 155 | 4.2 | 9.6 | 0.8 | — | 640 |
| 645 | 215.2 | 2.351 | 0.0045 | 361 | 90 | — | 54 | 37.0 | 331 | 178 | 12 | 26 | 0.1 | — | 645 |
| 647.3° | 221.2 | 3.170 | 0.0032 | 0 | ∞ | ∞ | 45 | 45.0 | 238 | 238 | ∞ | ∞ | 0.0 | — | 647.3° |

*Ajustada de la referencia 19.

†1 bar = 10⁵ N/m².

°Temperatura crítica.

Anexo 3_Propiedades termofísicas del acero inoxidable AISI 304

| Composición | Punto de fusión (K) | Propiedades a 300 K | | | | Propiedades a varias temperaturas (K) | | | | | | | | | |
|---|---------------------|--------------------------------|---------------------|------------------|--|---------------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | | ρ (kg/m ³) | c_p (J/kg · K) | k (W/m · K) | $\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s) | k (W/m · K) (J/kg · K) | | | | | | | | | |
| | | | | | | 100 | 200 | 400 | 600 | 800 | 1000 | 1200 | 1500 | 2000 | 3000 |
| Acero puro | 1810 | 7870 | 447 | 80.2 | 23.1 | 134 | 94.0 | 69.5 | 54.7 | 43.3 | 32.8 | 18.3 | 32.1 | | |
| | | | | | | 216 | 384 | 490 | 574 | 680 | 975 | 609 | 634 | | |
| Aceros al carbono | | | | | | | | | | | | | | | |
| Carbono ordinario (Mn \leq 1%, Si \leq 0.1%) | | 7854 | 434 | 60.5 | 17.7 | | | 56.7 | 48.0 | 39.2 | 30.0 | | | | |
| | | | | | | | | 487 | 559 | 635 | 1169 | | | | |
| AISI 1020 | | 7832 | 434 | 63.9 | 18.8 | | | 58.7 | 48.8 | 39.2 | 31.3 | | | | |
| Carbono-silicio (Mn \leq 1%, 0.1% < Si \leq 0.6%) | | 7817 | 446 | 51.9 | 14.9 | | | 487 | 559 | 635 | 1168 | | | | |
| Carbono-manganeso-silicio (1% < Mn \leq 1.65%, 0.1% < Si \leq 0.6%) | | 8131 | 434 | 41.0 | 11.6 | | | 49.8 | 44.0 | 37.4 | 29.3 | | | | |
| | | | | | | | | 501 | 582 | 659 | 971 | | | | |
| Aceros con cromo (bajo) | | | | | | | | 42.2 | 39.7 | 35.0 | 27.6 | | | | |
| | | | | | | | | 487 | 559 | 635 | 1090 | | | | |
| Aceros con cromo (alto) | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 Cr-1 Mo-Si (0.14% C, 0.65% Cr, 0.23% Mn, 0.6% Si) | | 7822 | 444 | 37.7 | 10.9 | | | 38.2 | 36.7 | 33.3 | 26.9 | | | | |
| | | | | | | | | 492 | 575 | 688 | 969 | | | | |
| 1 Cr-1 Mo (0.16% C, 1% Cr, 0.34% Mn, 0.39% Si) | | 7858 | 442 | 42.3 | 12.2 | | | 42.0 | 39.1 | 34.5 | 27.4 | | | | |
| | | | | | | | | 492 | 575 | 688 | 969 | | | | |
| 1 Cr-V (0.2% C, 1.03% Cr, 0.19% V) | | 7836 | 443 | 48.9 | 14.1 | | | 46.8 | 42.1 | 36.3 | 28.2 | | | | |
| | | | | | | | | 492 | 575 | 688 | 969 | | | | |
| Aceros inoxidables | | | | | | | | | | | | | | | |
| AISI 302 | | 8055 | 480 | 15.1 | 3.91 | | | 17.3 | 20.0 | 22.8 | 25.4 | | | | |
| | | | | | | | | 512 | 559 | 585 | 606 | | | | |
| AISI 304 | 1670 | 7900 | 477 | 14.9 | 3.95 | 9.2 | 12.6 | 16.6 | 19.8 | 22.6 | 25.4 | 28.0 | 31.7 | | |
| | | | | | | 272 | 402 | 515 | 557 | 582 | 611 | 640 | 682 | | |
| AISI 316 | | 8238 | 468 | 13.4 | 3.48 | | | 15.2 | 18.3 | 21.3 | 24.2 | | | | |
| | | | | | | | | 504 | 550 | 576 | 602 | | | | |
| AISI 347 | | 7978 | 480 | 14.2 | 3.71 | | | 15.8 | 18.9 | 21.9 | 24.7 | | | | |
| | | | | | | | | 513 | 559 | 585 | 606 | | | | |

Anexo 4_Valores típicos del coeficiente de pérdidas en diferentes elementos en función de su diámetro.

| Diámetro nominal, pulgadas (1 pulgada = 2.54 cm) | | | | | | | | | |
|--|---------|------|------|------|----------|------|------|------|------|
| | Roscado | | | | Acoplado | | | | |
| | 1/2 | 1 | 2 | 4 | 1 | 2 | 4 | 8 | 20 |
| Válvulas (abiertas): | | | | | | | | | |
| Globo | 14 | 8.2 | 6.9 | 5.7 | 13 | 8.5 | 6.0 | 5.8 | 5.5 |
| Compuerta | 0.3 | 0.24 | 0.16 | 0.11 | 0.80 | 0.35 | 0.16 | 0.07 | 0.03 |
| Anti-retorno | 5.1 | 2.9 | 2.1 | 2.0 | 2.0 | 2.0 | 2.0 | 2.0 | 2.0 |
| Ángulo | 9.0 | 4.7 | 2.0 | 1.0 | 4.5 | 2.4 | 2.0 | 2.0 | 2.0 |
| Codos: | | | | | | | | | |
| 45° normal | 0.39 | 0.32 | 0.30 | 0.29 | | | | | |
| 45° suave | | | | | 0.21 | 0.20 | 0.19 | 0.16 | 0.14 |
| 90° normal | 2.0 | 1.50 | 0.95 | 0.64 | 0.50 | 0.39 | 0.30 | 0.26 | 0.21 |
| 90° suave | 1.0 | 0.72 | 0.41 | 0.23 | 0.40 | 0.30 | 0.19 | 0.15 | 0.10 |
| 180° normal | 2.0 | 1.50 | 0.95 | 0.64 | 0.41 | 0.35 | 0.30 | 0.25 | 0.20 |
| 180° suave | | | | | 0.40 | 0.30 | 0.21 | 0.15 | 0.10 |
| Tes: | | | | | | | | | |
| Flujo directo | 0.90 | 0.90 | 0.90 | 0.90 | 0.24 | 0.19 | 0.14 | 0.10 | 0.07 |
| Flujo lateral | 2.40 | 1.80 | 1.40 | 1.10 | 1.00 | 0.80 | 0.64 | 0.58 | 0.41 |

CAPÍTULO 14. FIGURAS

| | |
|--|------------|
| <i>Figura 1. Necesidades energéticas del hombre.</i> | <i>6</i> |
| <i>Figura 2. Esquema del ciclo de refrigeración por absorción (Cortesía de Frigorías WordPress)</i> | <i>20</i> |
| <i>Figura 3. Esquema de la distribución en paralelo en un intercambiador (Cortesía de Scribd)</i> | <i>25</i> |
| <i>Figura 4. Esquema de la distribución en contracorriente en un intercambiador (Cortesía de Scribd).....</i> | <i>25</i> |
| <i>Figura 5. Formas genéricas de intercambio de calor (Cortesía de Termodinámica 2012-1)</i> | <i>28</i> |
| <i>Figura 6. Esquema de distribución de temperaturas para intercambiador en contracorriente.</i> | <i>31</i> |
| <i>Figura 7. Circuito térmico equivalente.....</i> | <i>32</i> |
| <i>Figura 8. Diagrama de flujo del método de solución.</i> | <i>45</i> |
| <i>Figura 9. Sección longitudinal y transversal del intercambiador monotubular.</i> | <i>47</i> |
| <i>Figura 10. Sección longitudinal y transversal del intercambiador de calor de tres (3) tubos.</i> | <i>66</i> |
| <i>Figura 11. Sección de intercambio.....</i> | <i>85</i> |
| <i>Figura 12. Diagrama de flujo del método iterativo de solución para el cálculo de las temperaturas de entrada y salida de los fluidos en cada sección de trabajo.</i> | <i>86</i> |
| <i>Figura 13. Diagrama de flujo del método de resolución para el cálculo del coeficiente convectivo interno y los parámetros asociados al fluido interior.</i> | <i>88</i> |
| <i>Figura 14. Diagrama de flujo del método iterativo de resolución para el cálculo del coeficiente convectivo externo, los parámetros asociados al fluido exterior y los parámetros generales del intercambiador.</i> | <i>95</i> |
| <i>Figura 15. Diagrama de flujo del método de solución para el cálculo de la pérdida de carga experimentada por los fluidos.</i> | <i>97</i> |
| <i>Figura 16. Variación de las temperaturas relacionadas a lo largo de la longitud de intercambio.</i> | <i>101</i> |
| <i>Figura 17. Variación del coeficiente convectivo interno a lo largo de la longitud de intercambio.</i> | <i>103</i> |
| <i>Figura 18. Variación del coeficiente convectivo externo a lo largo de la longitud de intercambio.</i> | <i>103</i> |
| <i>Figura 19. Variación del coeficiente global de transferencia de calor a lo largo de la longitud de intercambio.</i> | <i>103</i> |
| <i>Figura 20. Variación de la pérdida de carga interior a lo largo de la longitud de intercambio.</i> | <i>104</i> |
| <i>Figura 21. Variación de la pérdida de carga exterior a lo largo de la longitud de intercambio.</i> | <i>104</i> |
| <i>Figura 22. Circuito térmico equivalente de la transferencia de calor al exterior en el intercambiador aislado.</i> | <i>110</i> |
| <i>Figura 23. Diagrama de flujo del método de solución de las pérdidas de calor del intercambiador para un espesor de aislamiento elegido.</i> | <i>130</i> |
| <i>Figura 24. Variación de las temperaturas participantes en el proceso de transferencia de calor al exterior del intercambiador aislado con lana de roca de 20 [mm] de espesor a lo largo de la longitud de intercambio.</i> | <i>131</i> |
| <i>Figura 25. Coste total empresarial del aislamiento (Cortesía de Isover).....</i> | <i>134</i> |
| <i>Figura 26. Esquema del Diagrama de Flujo del Sistema Térmico Integrado.</i> | <i>141</i> |
| <i>Figura 27. Esquema del diseño elegido para el intercambiador de calor.</i> | <i>143</i> |
| <i>Figura 28. Alzado, Perfil y Planta del diseño del intercambiador de calor.</i> | <i>147</i> |
| <i>Figura 29. Sección de corte transversal del diseño del intercambiador de calor.</i> | <i>148</i> |
| <i>Figura 30. Origen de la electricidad (Desglose2011) (Cortesía de REE).....</i> | <i>155</i> |

CAPÍTULO 15. TABLAS

| | |
|---|------------|
| <i>Tabla 1. Datos de partida par el diseño del intercambiador de calor.....</i> | <i>24</i> |
| <i>Tabla 2. Configuración de flujo del intercambiador de calor.....</i> | <i>27</i> |
| <i>Tabla 3. Resultados obtenidos en diferentes iteraciones para el intercambiador de calor monotubular. .</i> | <i>62</i> |
| <i>Tabla 4. Resultados obtenidos en diferentes iteraciones para el intercambiador de calor de tres (3) tubos.</i> | <i>83</i> |
| <i>Tabla 5. Resultados de los valores medios de temperaturas de trabajo.</i> | <i>98</i> |
| <i>Tabla 6. Resultados de los valores medios de las propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo.</i> | <i>98</i> |
| <i>Tabla 7. Resultados de los valores medios de los parámetros de los fluidos de trabajo.</i> | <i>98</i> |
| <i>Tabla 8. Resultados de los parámetros generales del intercambiador de calor.</i> | <i>98</i> |
| <i>Tabla 9. Resultados de los parámetros de pérdida de carga de los fluidos de trabajo.</i> | <i>98</i> |
| <i>Tabla 10. Comparativa de resultados de los parámetros del intercambiador con y sin resistencias de ensuciamiento.</i> | <i>105</i> |
| <i>Tabla 11. Resultados obtenidos para un diámetro de tubo de 5 [cm] en el cálculo aproximado y en el cálculo programado.</i> | <i>107</i> |
| <i>Tabla 12. Resultados para diferentes diámetros de interior de tubo</i> | <i>107</i> |
| <i>Tabla 13. Valores medios de las temperaturas participantes en el proceso de transferencia de calor al exterior del intercambiador aislado con lana de roca de 20 [mm] de espesor.</i> | <i>131</i> |
| <i>Tabla 14. Valor de las pérdidas del intercambiador aislado con lana de roca de 20 [mm] de espesor....</i> | <i>133</i> |
| <i>Tabla 15. Resultados de costes obtenidos para diferentes espesores de aislamiento en el intercambiador.</i> | <i>139</i> |
| <i>Tabla 16. Dimensiones generales del intercambiador de calor.</i> | <i>143</i> |
| <i>Tabla 17. Tasas de emisión de CO₂ del parque eléctrico español</i> | <i>156</i> |
| <i>Tabla 18. Factores de emisión de CO₂ de las fuentes en estudio.....</i> | <i>156</i> |
| <i>Tabla 19. Precios de las fuentes en estudio en [€/kWh].</i> | <i>160</i> |

CAPÍTULO 16. REFERENCIAS

16.1 Bibliografía

- [1] Janna F., Ceballo C., Botero S., Quijano R..Tecnologías de conversión y recuperación de energía.2007.
- [2] Pandiyarajan V., Chinna Pandian M., Malan E., Velraj R., Seeniraj R.V.. Experimental investigation on heat recovery from diesel engine exhaust using finned shell and tube heat exchanger and thermal storage system.Appl Energy 2011;88:77-87.
- [3] Wojciechowski K.T., Schmidt M., Zybala R., Merkisz J., Fuc P., Lijewski P.. Comparison of wasteheat recovery from the exhaust of a spark ignitionand a diesel engine. J. Electron. Mater.2010;39:2034-2038., pp. 2034-2038.
- [4] Morcos V.H.. Performance of shell-and-dimpled-tube heat exchangers for waste heat recovery. Heat Recovery Syst. CHP 1988;8(4):299–308.
- [5] Desai A.D., Bannur P.V.. Design, fabrication and testing of heat recovery system from diesel engine exhaust. J Inst Engrs 2001;82:111–8.
- [6] Yang F., Yuan X., Lin G..Waste heat recovery using heat pipe heat exchanger for heating automobile using exhaust gas, Applied Thermal Engineering 2003;23:367-372.
- [7] Subramanian S.P., Pandiyarajan V., Velraj R.. Experimental analysis of a PCM based IC engine exhaust waste heat recovery system. International Energy Journal 2004; 5 (2): 81-92.
- [8] Soylemez M.S.. Optimum length of finned pipe for waste heat recovery. Energy conversion and Management 2008; 49: 96-100.
- [9] Lee D.H., Lee J.S., Park J.S.. Effects of secondary combustion on efficiencies and emission reduction in the diesel engine exhaust heat recoverysystem. Appl. Energy 2010;87:1716–21.
- [10] Kumar C.R.,Sonthalia A., Goel R.. Experimental study on waste heat recovery from an internal combustion engine using thermoelectric technology.Thermal Science 2011; Vol.15, No.4:1011-1022.
- [11] Saidur R., Rezaei M., Muzammil W.K., Hassan M.H., Paria S., Hasanuzzaman M..Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines.Renewable and Sustainable Energy Reviews 2012;16:5649–5659.

- [12] Muñoz M., Payri F. Motores de combustión interna alternativos. Sección de publicaciones de la E.T.S de Ingenieros Industriales. Universidad Politécnica de Madrid. 1989.
- [13] Payri F., Desantes J.M. Motores de combustión interna alternativos. Universidad Politécnica de Valencia. Editorial Reverté. 2011.
- [14] Vega M. Refrigeración por absorción. Escuela Politécnica Superior. Universidad Carlos III de Madrid. 2007.
- [15] Incropera F.P., DeWitt D.P., Bergman T.L., Lavine A.S. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. John Wiley & Sons. 2007, 6th ed..
- [16] Izquierdo Millán, M. Intercambiadores de calor. Departamento de ingeniería térmica y de fluidos. Publicaciones UC3M. 2002.
- [17] AEN/CTN 92. Productos aislantes térmicos para aplicaciones en la edificación. Productos manufacturados de lana mineral (MW). Especificación. UNE-EN 13162:2009.
- [18] IDAE. Diseño y cálculo del aislamiento térmico de conducciones, aparatos y equipos. 2007.
- [19] Martínez Bazán C., Iglesias Estradé I., Sánchez Pérez A.L. Mecánica de fluidos. Área de Mecánica de Fluidos. Publicaciones UC3M. 2005.

16.2 Enlaces web

- FRIGORÍAS WORDPRESS: <http://frigorias.wordpress.com/>
- SCRIBD: <http://es.scribd.com/>
- TERMODINÁMICA 2012-1: <http://termodinamica2012-1.wikispaces.com>
- MINISTERIO DE INDUSTRIA, ENERGÍA Y TURISMO: <http://www.minetur.gob.es>
- RED ELÉCTRICA DE ESPAÑA: <http://www.ree.es/>
- ISOVER SAINT-GOBAIN: <http://www.isover.es/>
- CENTRO PARA EL DESARROLLO TECNOLÓGICO INDUSTRIAL (CDTI): <http://www.cdti.es/>

